



André Filipe Carvalho

Licenciatura em Ciências de Engenharia Mecânica

**Conceção de um equipamento para descascar amêndoas
adequado a pequenas produções**

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Mecânica

Orientador: Professor Doutor Alberto José Antunes Marques
Martinho, Professor auxiliar, Faculdade de Ciências e
Tecnologia da Universidade Nova de Lisboa

Júri: Professor Doutor António José Freire Mourão

Professor Doutor António Gabriel Marques Duarte
dos Santos

Professor Doutor Alberto José Antunes Marques
Martinho

Setembro 2019



FACULDADE DE
CIÊNCIAS E TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE NOVA DE LISBOA

André Filipe Carvalho

Licenciatura em Ciências de Engenharia Mecânica

**Conceção de um equipamento para descascar amêndoas
adequado a pequenas produções**

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Mecânica

Orientador: Professor Doutor Alberto José Antunes Marques
Martinho, Professor auxiliar, Faculdade de Ciências e
Tecnologia da Universidade Nova de Lisboa

Júri: Professor Doutor António José Freire Mourão

Professor Doutor António Gabriel Marques Duarte
dos Santos

Professor Doutor Alberto José Antunes Marques
Martinho

Conceção de um equipamento para descascar amêndoas adequado a pequenas produções

Copyright © André Filipe Carvalho, Faculdade de Ciências e Tecnologia, Universidade Nova de Lisboa.

A Faculdade de Ciências e Tecnologia e a Universidade Nova de Lisboa têm o direito, perpétuo e sem limites geográficos, de arquivar e publicar esta dissertação através de exemplares impressos reproduzidos em papel ou de forma digital, ou por qualquer outro meio conhecido ou que venha a ser inventado, e de a divulgar através de repositórios científicos e de admitir a sua cópia e distribuição com objetivos educacionais ou de investigação, não comerciais, desde que seja dado crédito ao autor e editor.

Agradecimentos

Em primeiro lugar, queria agradecer a todos os docentes do Departamento de Engenharia Mecânica, principalmente ao meu orientador, Professor Alberto Martinho, por toda a ajuda e conhecimento fornecido da sua parte. Sem o seu auxílio seria impossível desenvolver todo este documento.

Quero também agradecer aos meus amigos Luís, Sebastião, Nuno, Rafael e Ricardo pela paciência e compreensão que demonstraram comigo ao longo de todo o curso. Quero ainda deixar um agradecimento especial aos amigos Joana Costa e António Cachaço, por todo o conhecimento partilhado e pela ajuda fornecida por eles para a conceção desta dissertação. Quero ainda agradecer à minha namorada Sara e ao meu irmão João por todo o auxílio e apoio dado por eles.

Por fim, quero agradecer aos meus pais, pois sem a sua ajuda, a concretização deste curso não seria possível. Tudo o que consegui ao longo do meu percurso académico foi graças a eles.

Resumo

Esta dissertação incide sobre o projeto de um mecanismo para descascar amêndoas, destinado a pequenas produções.

Neste documento começa-se por fazer um breve resumo do estado de arte deste setor, falando de como se realiza o processo hoje em dia. Este processo é normalmente realizado por mecanismos de grandes dimensões, o que acarreta grandes custos tanto de instalação como de manutenção. Existem também mecanismos mais pequenos e menos dispendiosos, mas este é um setor pouco explorado e necessita de um estudo mais intensivo. Todos os mecanismos existentes encontram-se protegidos por patentes. Estas patentes foram tidas em conta durante todo o processo de desenvolvimento desta dissertação.

Relativamente ao projeto do mecanismo, fez-se um pequeno trabalho experimental, com o objetivo de obter dados importantes que foram utilizados para a criação do mesmo.

É ainda retratado todo o processo de modelação do mecanismo, bem como foram calculados e analisados alguns esforços existentes durante a sua utilização, de modo a verificar que toda a estrutura consegue suportar esses esforços e realizar todas as suas funções sem qualquer tipo de problemas.

Palavras chave: Amêndoa, mecanismo, projeto, dimensionamento, baixo custo de produção.

Abstract

This dissertation will focus essentially on the project of a mechanism for peeling almonds, destined to small production areas.

This document starts with a small summary about the state of art of this sector, speaking about how this function is made nowadays. There are mainly big dimension mechanisms, which are associated to high value, both to installation and maintenance. There are smaller and more economic options, but this is a sector without too many studies, so it would be beneficial to make this study. Every existing mechanism are protected by patents, and they must be taken in consideration during all stages of the present document.

About the mechanism's project, an experimental part has been done. After gathering the necessary data, it was treated in order to make some decisions on the mechanism's project.

At the final part of the present study, a full model was made, using *SolidWorks* software, ensuring that every component is easily mounted and work properly. After that, there were made all the calculations in order to ensure that the mechanism will support every load applied during his operation.

Keywords: Almond, mechanism, project, dimensioning, low production cost.

Índice Geral

Agradecimentos	vii
Resumo	ix
Abstract	xi
Índice Geral.....	xiii
Índice de figuras	xiv
Índice de tabelas	xvii
Lista de abreviaturas e siglas	xix
1. Introdução.....	1
1.1. Motivação	1
1.2. Estrutura da dissertação	2
2. Contextualização	3
2.1. O mercado da amêndoa.....	3
2.2. Estado da arte	5
2.3. Requisitos funcionais	11
3. Parte experimental.....	15
3.1. Introdução	15
3.2. Ensaio de deformação	16
3.3. Ensaio de força.....	21
3.4. Conclusões	23
4. Projeto do mecanismo.....	27
4.1. Introdução	27
4.2. Componentes disponíveis no mercado	28
4.2.1. Rolamentos e chumaceiras	29
4.2.2. Conjunto motorreductor	31
4.2.3. Sistemas de transmissão	32
4.3. Escolha de materiais	34
4.4. Dimensionamento	35
4.4.1. Coletor.....	35
4.4.2. Guias	36
4.4.3. Rolos	39
4.4.4. Mecanismo de regulação	43

4.4.5.	Recolha de frutos não selecionados pelas guias	45
4.4.6.	Estrutura	46
4.5.	Processo de montagem.....	54
5.	Conclusão.....	57
5.1.	Conclusões	57
5.2.	Propostas de trabalhos futuros	58
	Referências Bibliográficas	61
	ANEXOS	63
	Anexo A – Valores retirados do ensaio de deformação.....	64
	Anexo B – Valores retirados do ensaio de força.....	67
	Anexo C – Especificações das chumaceiras escolhidas	69
	Anexo D – Motorreductor escolhido	72
	Anexo E – Aço ST37	74
	Anexo F – Tabela de tensões máximas em parafusos	75
	Anexo G – Desenho de conjuntos.....	76
	Anexo H – Desenho de peças	82

Índice de figuras

Figura 2.1 - Distribuição de produção de amêndoa a nível mundial no ano de 2015 [3].	3
Figura 2.2 - Balanço comercial de amêndoa em Portugal em 2013 [3]	3
Figura 2.3 - Oferta e procura de amêndoa em toneladas por ano [3]	4
Figura 2.4 - Mecanismo para descascar amêndoas patenteado em 1898 [4]	5
Figura 2.5 - Ilustração da patente emitida em 2014 (pentágono – pentágono) [5]	6
Figura 2.6 - Ilustração da patente emitida em 2014 (pentágono – círculo) [5]	6
Figura 2.7 - Mecanismo patenteado por Jose Vicente Roig Borrell - alçado principal [6]	7
Figura 2.8 - Mecanismo patenteado por Jose Vicente Roig Borrell– vista lateral [6]	7
Figura 2.9 - Mecanismo patenteado por John M. Feiling [7]	8
Figura 2.10 - Tronco de cone interior do mecanismo patenteado por John M. Feiling [7]	9
Figura 2.11 - Tronco de cone exterior do mecanismo patenteado por John M. Feiling [7]	9
Figura 2.12 - Mecanismo que permite o ajuste do espaço 28 no mecanismo da figura 2.6 [7]	10
Figura 2.13 - Esquema representativo de todos os requisitos funcionais	12
Figura 2.14 - Esquema representativo dos parâmetros de projeto	12
Figura 3.1 – Plano xOz utilizado para os ensaios	15
Figura 3.2 – Plano yOz utilizado para os ensaios	15
Figura 3.3 – Diversidade dimensional dos frutos testados	16
Figura 3.4 - Frutos numerados	16
Figura 3.5 - Montagem utilizada no primeiro ensaio	16
Figura 3.6 - Valor do deslocamento necessário para quebrar a casca em função da cota x de cada fruto	18
Figura 3.7 - Histograma que conta o número de frutos com redução dentro de um intervalo de 2%	19
Figura 3.8 - Deslocamento apenas de frutos com uma redução entre 20% e 25% bem como a sua linha de regressão linear	19
Figura 3.9 - Deslocamento apenas de frutos com uma redução entre 20% e 27% bem como a sua linha de regressão linear	20
Figura 3.10 - Deslocamento apenas de frutos com uma redução entre 20% e 32% bem como a sua linha de regressão linear	20
Figura 3.11 - Montagem utilizada no ensaio de força	21
Figura 3.12 - Peso utilizado no ensaio de força	21
Figura 3.13 - Gráfico da figura 3.6 sobreposto com as linhas de deslocamento limite (devido ao regulamento dos rolos) com as guias na posição de 20 mm (distância máxima)	24
Figura 3.14 – Gráfico da figura 3.6 sobreposto com as linhas de deslocamento limite (devido ao regulamento dos rolos) com as guias na posição de 18 mm (distância máxima)	24
Figura 4.1 - Mecanismo projetado	27
Figura 4.2 - Esquema auxiliar para representar as direções de carregamento	30
Figura 4.3 - Coletor	35
Figura 4.4 - Guias do mecanismo	36
Figura 4.5 - Suporte inferior da guia fixa	37
Figura 4.6 - Suporte superior da guia fixa	37
Figura 4.7 - Vista superior da zona de encaixe do coletor às guias	38

Figura 4.8 - Rolo escolhido	39
Figura 4.9 - Tampas de suporte do veio	39
Figura 4.10 - Esquema ilustrativo para o cálculo do raio mínimo necessário para haver auto-alimentação [9]	41
Figura 4.11 - Esquema ilustrativo para o cálculo do raio mínimo necessário para haver auto-alimentação [9]	42
Figura 4.12 - Mecanismo que permite a regulação da distância entre os rolos	43
Figura 4.13 - Tubo de recolha de frutos não seleccionados pelas guias	45
Figura 4.14 - Ilustração da zona de montagem do tubo de recolha de frutos não seleccionados pelas guias	45
Figura 4.15 - Estrutura do mecanismo, com a respetiva legenda.....	46
Figura 4.16 - Perfil utilizado para as vigas de apoio verticais e para as vigas de suporte das chumaceiras	47
Figura 4.17 - Apoios superiores das guias	48
Figura 4.18 - apoios inferiores das guias.....	48
Figura 4.19 - Pormenor concebido para permitir a regulação da guia móvel apenas com a utilização de uma chave	48
Figura 4.20 - Perfil utilizado nas vigas laterais.	49
Figura 4.21 - Chapa de apoio da chumaceira móvel	49
Figura 4.22 - Representação dos esforços realmente aplicados (em metros).....	50
Figura 4.23 - Representação dos esforços aplicados na chapa (em metros).....	50
Figura 4.24 -Aproximação utilizada no cálculo da deformação (em metros)	50
Figura 4.25 - Esquema utilizado para o cálculo da deformação proveniente de uma força [8] .	51
Figura 4.26 - Esquema utilizado para o cálculo da deformação proveniente de um momento [8]	52
Figura 4.27 - Sub-conjunto constituído pelos rolos, chumaceiras e engrenagens	54
Figura 4.28 - Disposição do mecanismo de regulação dos rolos	55
Figura 4.29 - Apoio do motorreductor e representação das rodas-dentadas que conduzem a corrente de transmissão	55
Figura 4.30 - Mecanismo totalmente montado	56

Índice de tabelas

Tabela 3.1 – Valores retirados no ensaio de deformação	17
Tabela 3.2 - Valores retirados do ensaio de força	22
Tabela 4.1 - Esforços máximos suportados pelas chumaceiras escolhidas	30

Lista de abreviaturas e siglas

F – Força necessária para quebrar o fruto; força de aperto do parafuso.

d – Deslocamento necessário para quebrar a casca do fruto (medido no ensaio de deformação).

α – Ângulo entre o sentido da força e o sentido do deslocamento.

m – Massa do peso utilizado.

g – Aceleração gravítica.

h – Altura a que o peso foi deixado; espessura da chapa.

B – Binário necessário.

P – Potência necessária; Intensidade da força \vec{P} .

v – Velocidade linear do rolo.

ω – Velocidade angular do rolo.

r – Raio do rolo; raio do veio.

δ – Deformação.

a – Medida referente à figura 4.14.

b – Medida referente à figura 4.14; largura da chapa.

E – Módulo de elasticidade; força aplicada nos rolos ao quebrar a casca dos frutos.

I – Momento de inércia da secção da chapa.

L – Comprimento da chapa; distância entre os apoios.

x – Posição a avaliar.

M – Valor do momento M.

δ_{max} – Deflexão máxima.

q – Carga distribuída aplicada nos rolos.

μ – Coeficiente de atrito entre o aço

σ – Tensão aplicada na secção do parafuso

A – Área da secção do parafuso.

1. Introdução

1.1. Motivação

Nos dias que correm, grande parte dos produtos vendidos na área dos frutos secos é produzida em grande escala. Esses produtores têm grandes áreas de plantação, produzindo várias toneladas. Quanto à sua transformação, essas empresas utilizam mecanismos bastante complexos para realizar todo o tipo de tratamento necessário, bem como o processo de separar o miolo da amêndoa da sua casca. Estes mecanismos necessitam de uma grande área para serem instalados, bem como, normalmente, necessitam também de ser fixados ao solo, o que impede a mobilidade dos mesmos.

Para além destas empresas produtoras em larga escala, existem também produtores particulares ou pequenas empresas, que possuem pequenas áreas de produção de amêndoa. Para estes casos, não se justifica a instalação dos mecanismos acima mencionados, não só devido ao seu custo elevado (custo de instalação e custo de manutenção) como à falta de uma área suficientemente ampla para a sua instalação.

A cultura da amendoeira necessita de alguns requisitos climáticos para atingir produções rentáveis. Relativamente ao clima necessário para esta cultura, a zona sul de Portugal é bastante propícia para o seu cultivo. A amendoeira prefere clima seco e quente, preferencialmente entre 25°C e 30°C na época de crescimento, tolerando temperaturas na ordem dos -12°C durante o período de repouso vegetativo. Zonas de grande ocorrência de precipitação são também pouco favoráveis ao seu cultivo, pois uma grande exposição a chuvas interfere na polinização da árvore, resultando numa diminuição de produção. A elevada precipitação também aumenta a probabilidade de desenvolvimento de doenças bacterianas e fúngicas na planta [1]. Estas condições são verificadas em várias zonas do território português, tal como regiões interiores do vale do Douro e a zona sul de Portugal, excepto no litoral. Estas zonas já apostam bastante na produção de amendoeiras, sendo um foco das empresas portuguesas deste ramo [1], como por exemplo a Migdalo, sediada no Alentejo.

Por outro lado, a amêndoa tem bastantes benefícios para a saúde. Devido ao seu alto teor em cálcio e magnésio, este fruto seco é uma ótima forma de fortificar os ossos, ajudando assim doentes com osteoporose. Outro benefício deste fruto seco é, devido ao seu elevado teor em gorduras benéficas, levará a uma diminuição do colesterol. Por fim, a vitamina E presente na amêndoa é benéfica a nível cerebral, aumentando a capacidade cognitiva[2].

Assim sendo, a produção de amêndoa, por parte de particulares, pode vir a ser um setor em crescimento na economia portuguesa, visto que o clima português é favorável à sua produção e que o consumo deste fruto pode vir a ser bastante benéfico para a saúde.

1.2. Estrutura da dissertação

O presente documento encontra-se dividido em cinco capítulos, onde cada um retrata os seguintes conteúdos:

- **Introdução:** capítulo onde se faz uma pequena abordagem da motivação que me levou a desenvolver esta dissertação, bem como uma pequena estrutura do documento;
- **Contextualização:** capítulo onde é feito um pequeno estudo sobre o mercado da amêndoa, uma pesquisa sobre como se realiza este processo hoje em dia e uma apresentação dos requisitos que o mecanismo tem de satisfazer;
- **Parte experimental:** capítulo onde são explicados os ensaios realizados, bem como as conclusões chegadas;
- **Projeto do mecanismo:** capítulo onde é feito o dimensionamento de alguns componentes do mecanismo e seleção dos restantes constituintes do mecanismo;
- **Conclusão:** capítulo onde são apresentadas as conclusões chegadas e onde são propostos trabalhos futuros.

2. Contextualização

2.1. O mercado da amêndoa

Com a descida do preço do milho e a fraca rentabilidade nas vinhas, os produtores tiveram de encontrar um novo produto para comercializar. Após uma análise das condições climáticas necessárias para a produção de amêndoa, chegou-se à conclusão que o clima verificado na zona sul do território português é bastante favorável à cultura da amendoeira [3]. Fazendo depois uma análise relativa à produção mundial de amêndoa (figura 2.1), concluiu-se que os Estados Unidos têm um domínio esmagador neste setor, devido às condições propícias para o seu cultivo.

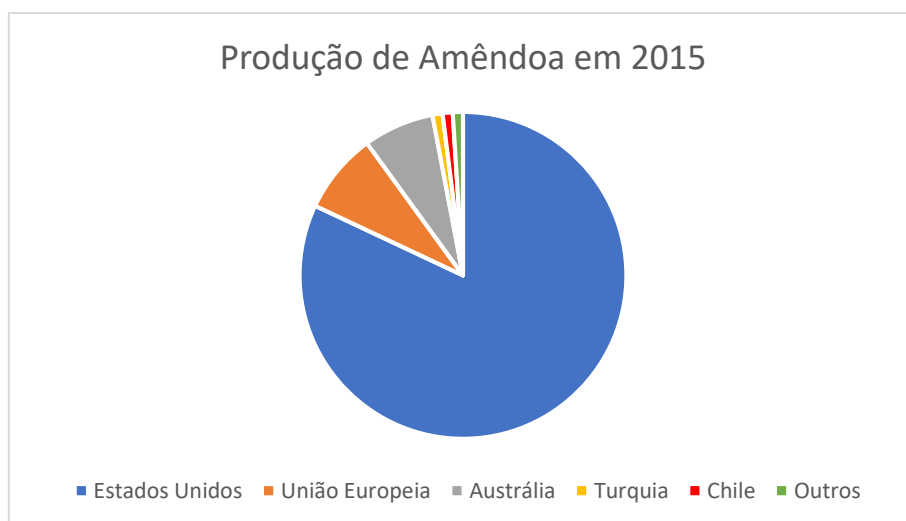


Figura 2.1 - Distribuição de produção de amêndoa a nível mundial no ano de 2015 [3].

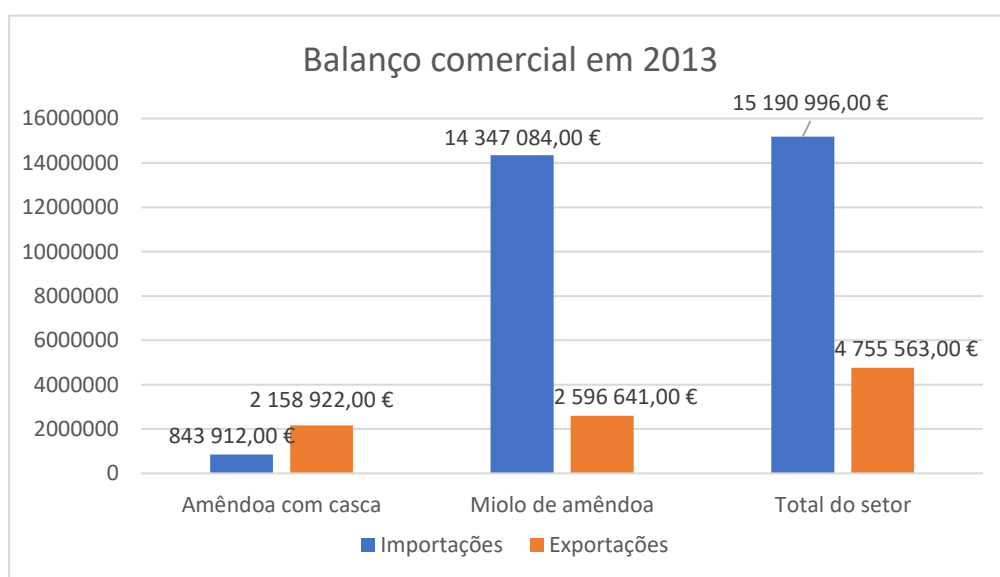


Figura 2.2 - Balanço comercial de amêndoa em Portugal em 2013 [3]

Relativamente à produção nacional, observando os dados recolhidos pela ALMONDPT [3], podemos ver que a produção de amêndoa fica bastante abaixo da necessidade nacional. a figura 2.2 mostra a grande diferença entre os valores de importações e exportações neste setor.

Devido ao aumento da preocupação social em manter um estilo de vida saudável, a procura deste fruto seco tem vindo a crescer, pois este é benéfico em vários aspetos relacionados com a nossa saúde e bem-estar [3]. Deste modo, tanto a procura como a oferta têm vindo a aumentar, como é ilustrado na figura 2.3.

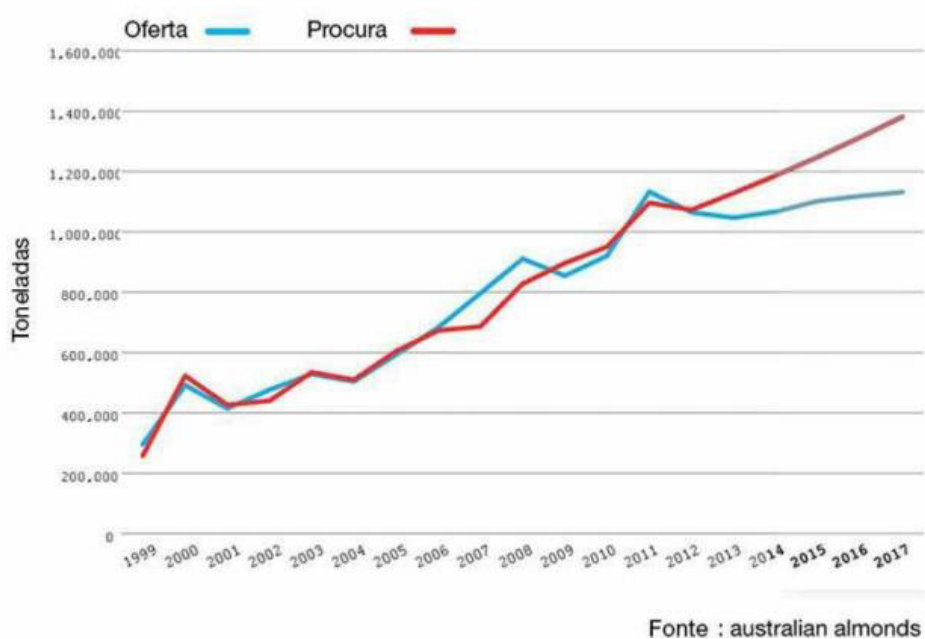


Figura 2.3 - Oferta e procura de amêndoa em toneladas por ano [3]

Relativamente ao lucro associado a este tipo de produção, estima-se que cada hectare de amendoeiras origina entre 1 500 kg a 2 000 kg, e cada hectare tem um custo de manutenção de aproximadamente 2 000€. Com um preço de venda estimado na ordem de 3,5€/kg, prevê-se um lucro de, no mínimo, 3.250€/ha [3].

Fazendo uma apreciação global dos dados anteriormente apresentados, pode concluir-se que este é um sector que terá um crescimento nos próximos anos.

2.2. Estado da arte

Devido à dificuldade de realização do processo de descascar a amêndoa, desde muito cedo que o Homem tem vindo a criar mecanismos com este objetivo. Existem patentes emitidas no final do séc. XIX de mecanismos para a realização deste processo. Contudo, estes mecanismos são bastante rudimentares, tanto relativamente aos materiais utilizados como ao espaço ocupado pelos mesmos. Pode-se observar essa complexidade na figura 2.4 [4]. Apesar da sua grande dimensão, o fundamento destes mecanismos é o mesmo que é utilizado nos dias de hoje.

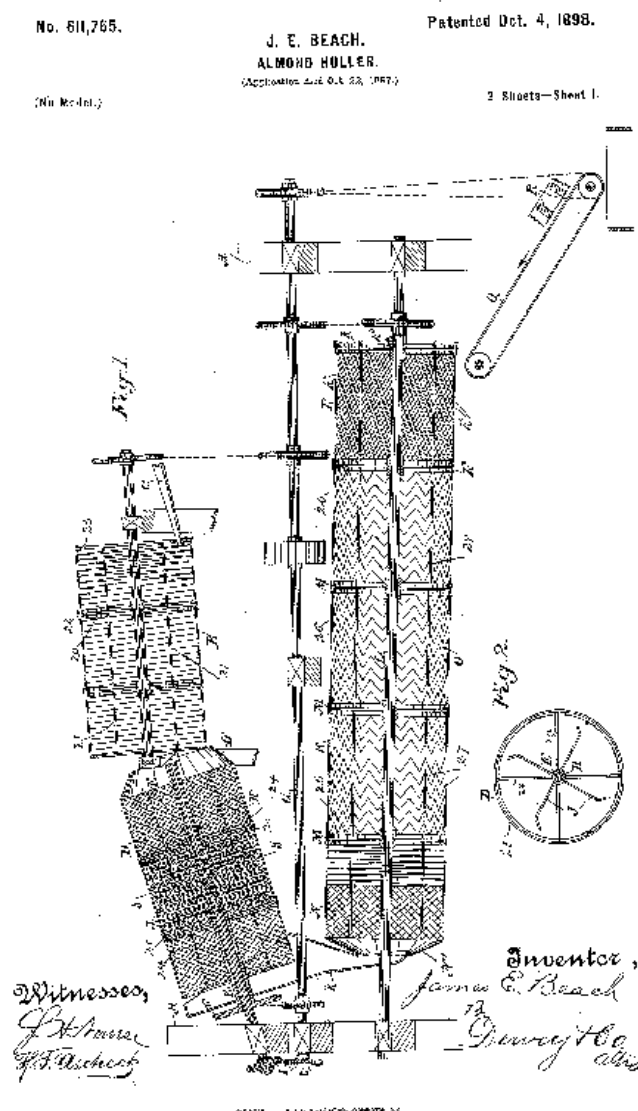
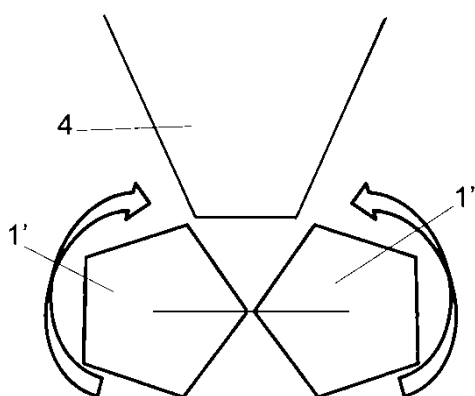
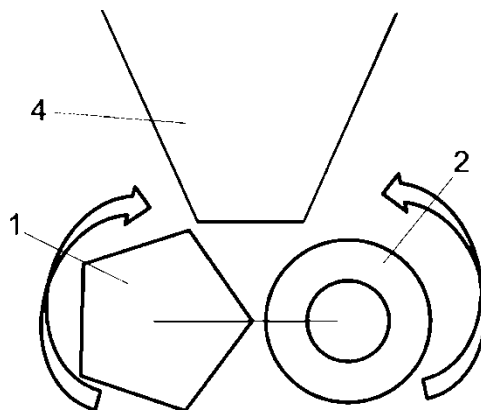


Figura 2.4 - Mecanismo para descascar amêndoas patenteado em 1898 [4]

Como foi mencionado anteriormente, a esmagadora maioria de amêndoas produzidas a nível mundial é feita por empresas de grande escala. Relativamente a este caso, existe a patente WO2015110675A1, emitida por Francisco Javier Casino Martinez em 2014 em Espanha [5]. Este mecanismo utiliza dois rolos espaçados entre si, podendo ser ambos de secção pentagonal (figura 2.5) ou um deles com secção pentagonal e o outro de secção circular (figura 2.6). A grande diferença na utilização de rolos pentagonais em relação aos mecanismos de dois rolos cilíndricos é que, ao utilizar pelo menos um rolo poligonal, estamos a fazer com que o espaço entre os dois rolos (a girar em direcções opostas) não seja constante. Assim, ao fazer passar as amêndoas por entre os rolos, é exercida uma força que vai aumentando com a diminuição do espaço entre eles, quebrando a casca com maior facilidade [5]. De seguida, a mistura de miolo de amêndoa com as respectivas cascas cai e é conduzida para uma mesa vibratória com pequenos orifícios. Nesta mesa, devido à sua vibração, o miolo de amêndoa passa pelos orifícios, enquanto a casca fraturada continua no nível superior da mesa vibratória. Depois de separados, seguem para compartimentos diferentes.



*Figura 2.5 - Ilustração da patente emitida em 2014
(pentágono – pentágono) [5]*



*Figura 2.6 - Ilustração da patente emitida em 2014
(pentágono – círculo) [5]*

Para além desta patente, existe também a versão com ambos os rolos cilíndricos, sendo esta a opção mais vulgar na indústria atual. Todo o processo é semelhante ao descrito anteriormente, com a única diferença na forma da secção dos rolos. Contudo, este tipo de equipamentos ocupam um espaço considerável, pelo que normalmente não é aplicável para pequenas produções. Existe ainda mais um ponto fraco neste tipo de mecanismos, pois a sua instalação e manutenção são de valor acrescido, pelo que mais uma vez deixa de ser rentável para pequenas produções.

Olhando agora para mecanismos com um maior foco em pequenas produções (sem necessidade de fixação ao solo e de menores dimensões), existe já a patente US20090301320A1, emitida por Jose Vicente Roig Borrell em 2009 nos Estados Unidos [6] (figuras 2.7 e 2.8).

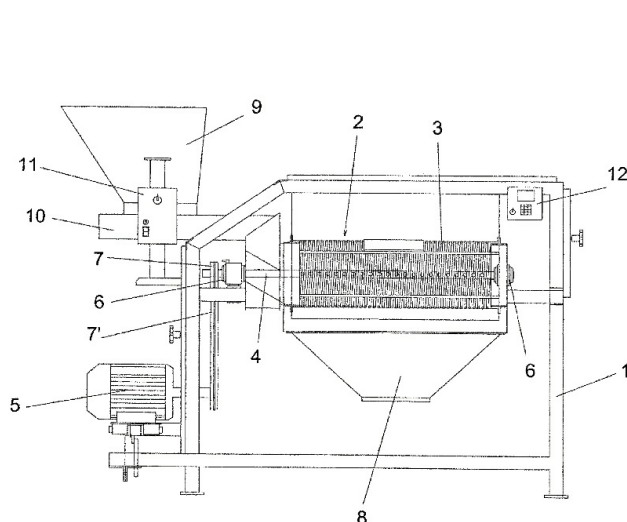


Figura 2.7 - Mecanismo patenteado por Jose Vicente Roig Borrell - alçado principal [6]

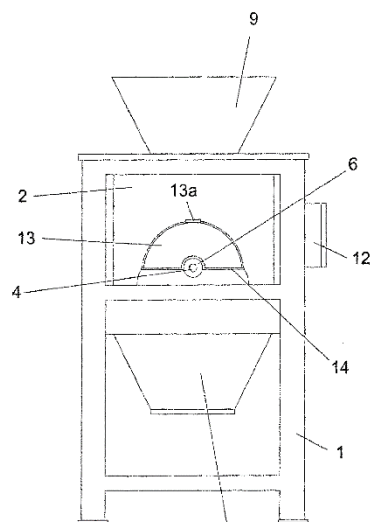


Figura 2.8 - Mecanismo patenteado por Jose Vicente Roig Borrell - vista lateral [6]

Utilizando agora o alçado principal representado na figura 2.7 (nesta representação foi retirada a casca protetora do cilindro, de modo a tornar visível todos os seus componentes), é todo ele suportado por uma estrutura rígida (representada pelo número 1). As amêndoas por descascar são colocadas na abertura 9, sendo depois direcionadas para o elemento 10. Este componente é uma plataforma vibratória com o objetivo de manter o abastecimento de frutos constante, de modo a evitar a sobrecarga de amêndoas no tambor, bem como a falta das mesmas.

Quando o fruto passa pelo componente 10, este é direcionado para o interior do tambor. Este componente é um conjunto de varas (número 3), espaçadas entre si, formando um cilindro. Dentro do tambor, existe um veio cilíndrico (número 4) suportado por um rolamento (número 6) em cada extremidade. Na extremidade motriz do veio, o veio encontra-se ligado a um motor através de um sistema de polia (número 7) e correia (número 7'). Este veio é composto por várias hastes radiais, espaçadas entre si e com um comprimento um pouco menor do que o raio das varas. Quando a amêndoa por descascar entra no tambor, as hastes do veio rotativo comprimem os frutos contra as varas do cilindro, o que leva à fratura da casca. O espaço entre as varas do cilindro permite que o miolo passe para a zona exterior do tambor e posteriormente caem pelo compartimento 8. É necessário colocar um recipiente na zona inferior do mecanismo, de modo a recolher o miolo coletado. Relativamente ao conjunto de cascas com as amêndoas que não foram quebradas, vão ficando dentro do tambor. Quando a quantidade de resíduos atinge um determinado ponto (escolhido pelo operador), o componente 13 abre, deixando assim os detritos

recolhidos no compartimento 2, sendo este compartimento aberto posteriormente por um operador.

Existe ainda outro mecanismo, com a patente US3347295A, emitida por John M. Feiling em 1965 [7]. Este mecanismo, representado na figura 2.9, baseia-se novamente na fricção entre dois corpos giratórios para realizar o processo de quebra da casca da amêndoa.

Este mecanismo é composto por dois troncos de cone, um deles fixo (figura 2.11) e outro que gira em torno do seu eixo (figura 2.10), alimentado por um motor representado pelo número 61. Entre ambos os troncos de cone, existe um espaço, representado pelo número 28. O utilizador consegue alterar esse espaço (de modo a calibrar o mecanismo para frutos de diferente tamanho) utilizando o mecanismo situado na zona inferior do conjunto, e representado em pormenor na figura 2.12, fazendo com que o tronco de cone interior tenha um movimento de translação vertical.

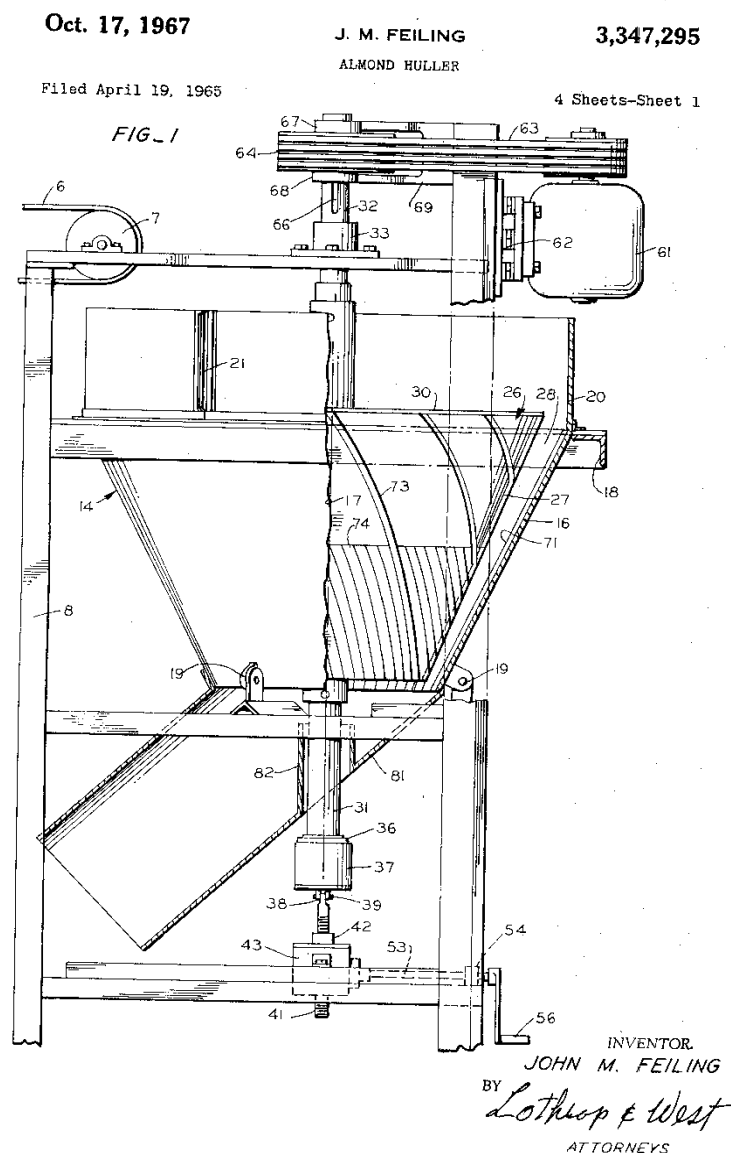


Figura 2.9 - Mecanismo patenteado por John M. Feiling [7]

Relativamente ao seu funcionamento, as amêndoas por descascar são colocadas no tapete 6, movido pela polia 7. Quando estas chegam ao final do tapete, caem para o tampo circular superior do tronco de cone interior, que se encontra em rotação. Com a ação da força centrífuga, bem como com o contacto entre os vários frutos, estes são empurrados para o espaço entre ambos os cones. É nesta zona que, devido a fricção entre as hastes de ambos os cones, dá-se a rotura da casca da amêndoa. Este mecanismo não realiza qualquer separação entre o miolo da amêndoa e as suas cascas. Por fim, esta mistura segue pelo compartimento 81, pelo que depois necessita de outro mecanismo para realizar a separação do miolo. Em casos mais rudimentares, essa separação pode ser feita à mão por um operador.

Para além destes exemplos, existem ainda outras opções no mercado, mas todas elas se baseiam nos mesmos princípios que os mencionadas anteriormente.

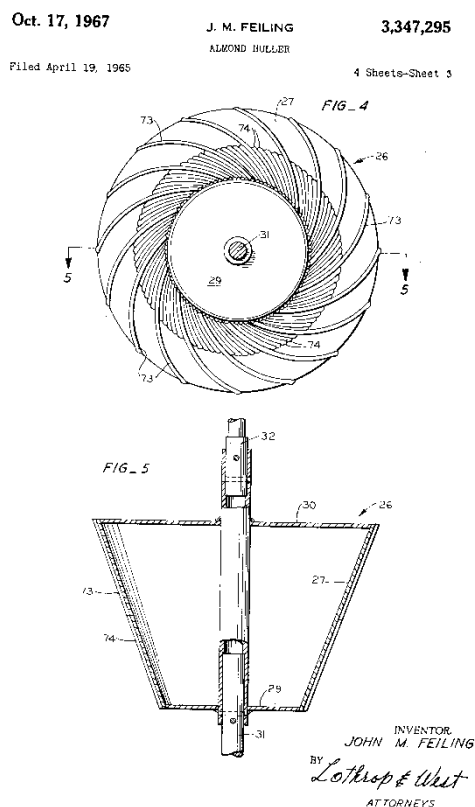


Figura 2.10 - Tronco de cone interior do mecanismo patenteado por John M. Feiling [7]

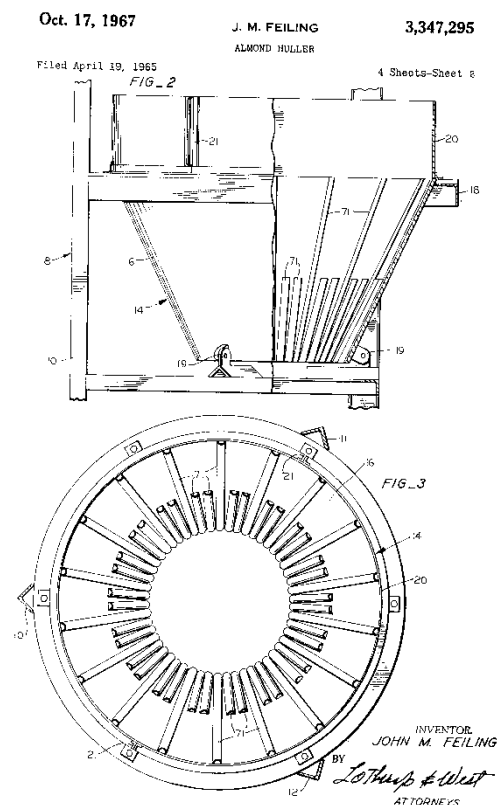


Figura 2.11 - Tronco de cone exterior do mecanismo patenteado por John M. Feiling [7]

Oct. 17, 1967

J. M. FEILING
AMINO ROLLER

3,347,295

Filed April 19, 1965

4 Sheets-Sheet 4

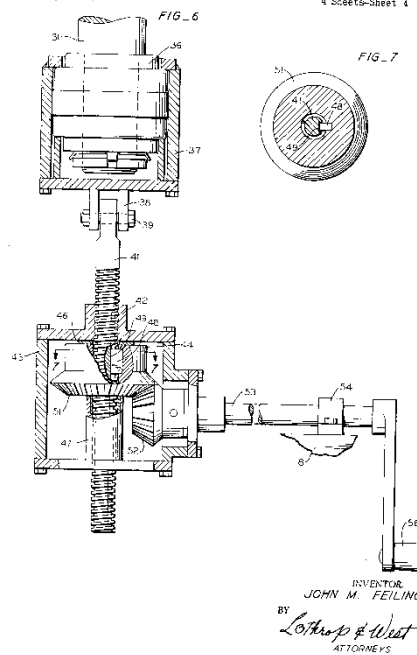


Figura 2.12 - Mecanismo que permite o ajuste do espaço 28 no mecanismo da figura 2.6 [7]

2.3. Requisitos funcionais

Tendo como base a teoria axiomática de projeto, foi feita uma análise do problema proposto. Assim, como requisito funcional principal (FR), foi escolhido:

➔ **FR₁₁** – Descascar amêndoas;

Assim sendo, foi definido o seguinte parâmetro de projeto (DP), parâmetro este com o objetivo de realizar o requisito funcional do mesmo nível.

➔ **DP₁₁** – Mecanismo para descascar amêndoas;

Progredindo na análise axiomática do projeto em questão, foi definido o segundo nível com 3 requisitos funcionais distintos e, para cada um deles, foram encontrados parâmetros de projeto que os pudessem satisfazer:

Para o **FR₂₁** – Separar dos frutos por descascar (por dimensão):

- **DP₂₁** – Guias de seleção;

Para o **FR₂₂** – Quebrar a casca do fruto, sem danificar o seu miolo:

- **DP₂₂** – Rolos espaçados entre si, com espaçamento ajustável;

Para o **FR₂₃** – Direcionar os frutos que não foram quebrados:

- **DP₂₃** – Conjunto de reaproveitamento de frutos

Para além deste, foi necessário um terceiro nível para conseguir especificar com mais pormenor os requisitos funcionais, e respetivamente, os parâmetros de projeto que os satisfaçam:

Para o **FR₃₁** – Fornecer movimento rotacional aos rolos:

- **DP₃₁** – Conjunto motor-redutor e sistemas de transmissão;

Para o **FR₃₂** – Permitir o ajuste da distância entre os rolos:

- **DP₃₂** – Mecanismo de ajuste com parafuso.

Para uma melhor percepção desta análise, foram elaboradas as figuras 2.13 e 2.14.

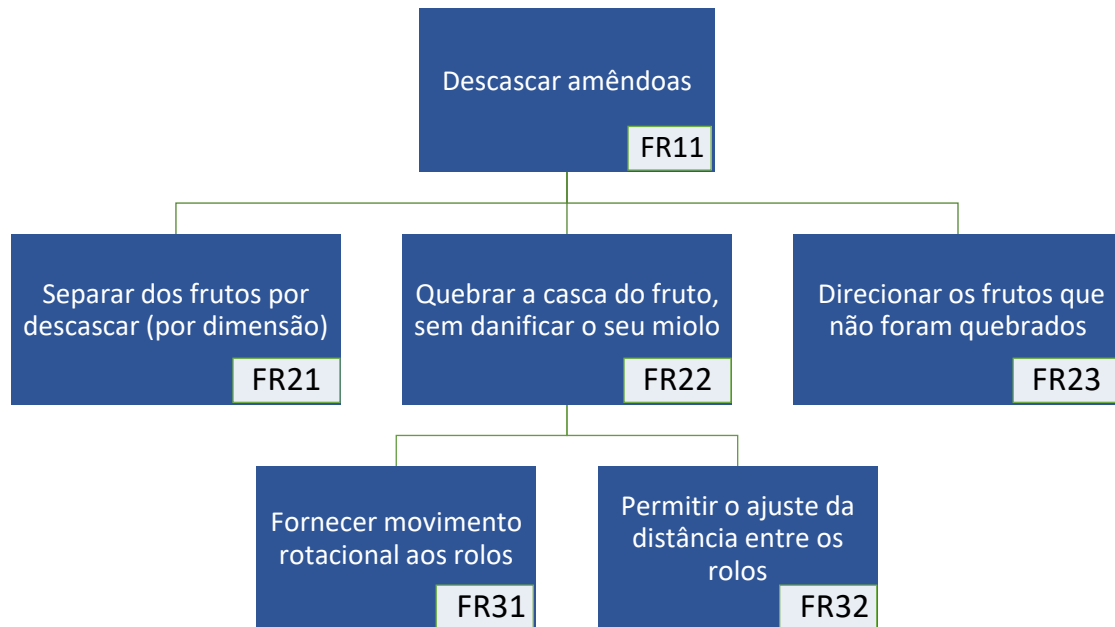


Figura 2.13 - Esquema representativo de todos os requisitos funcionais

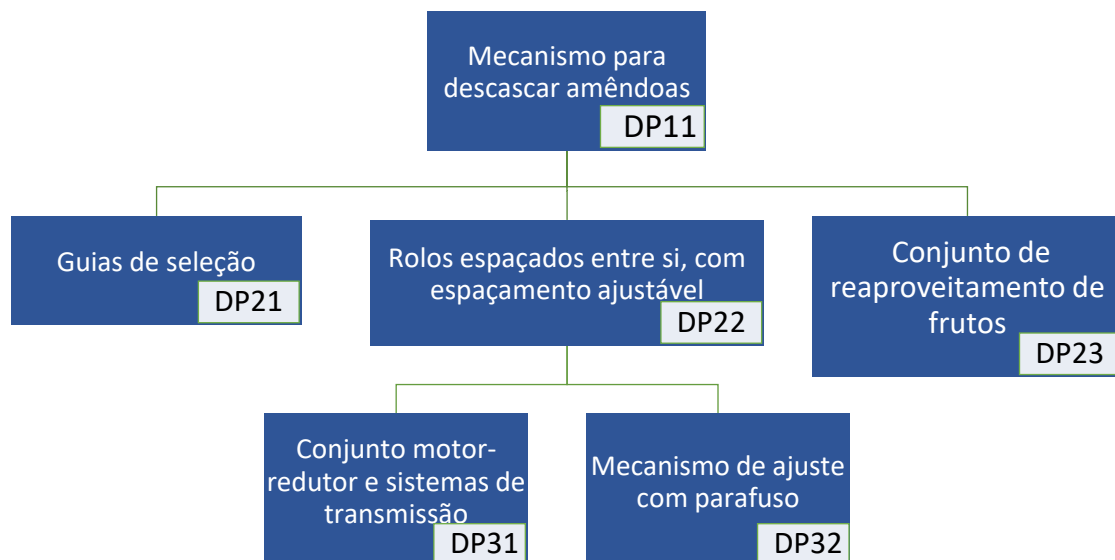


Figura 2.14 - Esquema representativo dos parâmetros de projeto

Por fim foi elaborada a matriz de projeto, ilustrada na equação 1. Como cada parâmetro de projeto satisfaz apenas um requisito funcional, a matriz encontrada é uma matriz diagonal, o que torna o projeto em questão desacoplado e funcional à luz da teoria axiomática de projeto.

$$\begin{Bmatrix} FR_{11} \\ FR_{21} \\ FR_{22} \\ FR_{23} \\ FR_{31} \\ FR_{32} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \times \begin{Bmatrix} DP_{11} \\ DP_{21} \\ DP_{22} \\ DP_{23} \\ DP_{31} \\ DP_{32} \end{Bmatrix} \quad (1)$$

3. Parte experimental

3.1. Introdução

Devido ao fácil acesso a amêndoas por descascar, teve-se a oportunidade de realizar ensaios experimentais, obtendo assim valores necessários para o projeto do mecanismo em questão. Assim sendo, foram realizados dois ensaios de natureza diferente. Ambos tiveram como começo a numeração e medição (segundo os eixos apresentados nas figuras 3.1 e 3.2) de quatro lotes de amêndoas com origens diferentes. A sua diversidade de dimensões (figura 3.3) veio a ser benéfica para o estudo em questão, pois a adaptabilidade do mecanismo é um fator de bastante importância.

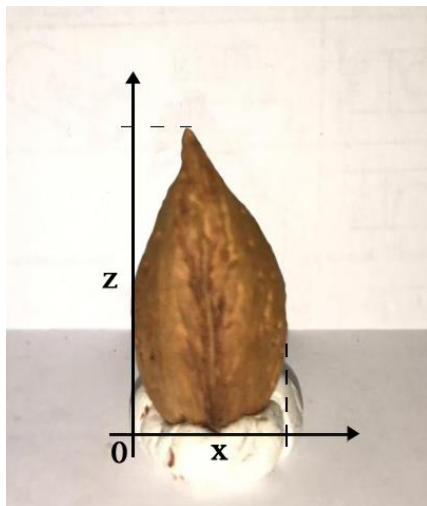


Figura 3.1 – Plano xOz utilizado para os ensaios

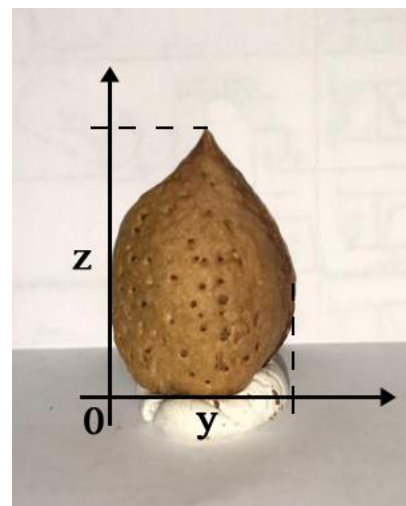


Figura 3.2 – Plano yOz utilizado para os ensaios

Depois de numeradas (figura 3.4), medidas e separadas entre lotes, optou-se por ordená-las com a sua dimensão em x de forma decrescente (dentro de cada lote). Tomou-se esta opção por dois motivos: o primeiro motivo é que ao forçar um fruto a passar por um espaço de menor dimensão do que qualquer uma das suas cotas, este acaba por tentar passar com a sua menor cota (x) pelo dito espaço, sendo a força exercida nessa direção. O segundo motivo é que, como foram feitas duas experiências distintas, e ambas consistem em quebrar a casca da amêndoa (não podendo fazer dois testes no mesmo fruto), teve de se agrupar as amêndoas aos pares, sendo cada par o conjunto de frutos com dimensões mais semelhantes entre si. Deste modo, diminui-se o erro causado pela variação de dimensões entre os dois testes.

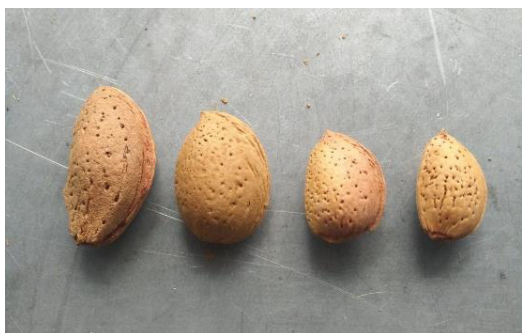


Figura 3.3 – Diversidade dimensional dos frutos testados



Figura 3.4 - Frutos numerados

Depois de realizar a medição de todos os frutos, foi possível determinar a variação de dimensão no eixo x, com a finalidade de chegar à distância necessária entre as guias superiores. Estas guias têm como objetivo fazer com que cada fruto passe pelos rolos na zona com um espaçamento mais benéfico para a dimensão daquela amêndoa, visto que a deformação necessária está relacionada com a sua dimensão em x.

3.2. Ensaio de deformação

Um dos ensaios realizados teve como objetivo determinar a deformação necessária para quebrar a casca da amêndoa, deixando o miolo intacto. Este teste, realizado na montagem representada na figura 3.5, permitiu medir o deslocamento entre a posição inicial (casca intacta) e a posição final (casca quebrada). Ao multiplicar esse deslocamento pelo passo da rosca do torno – neste caso 5 mm – e dividindo por 360 (graus necessários para o deslocamento de um passo) obtemos a deformação aplicada no fruto.



Figura 3.5 - Montagem utilizada no primeiro ensaio

Os valores obtidos foram registados na tabela 3.1. Esta tabela é referente apenas aos resultados obtidos nos testes em que foram utilizados frutos do lote 2. Os restantes encontram-se no anexo A.

Tabela 3.1 – Valores retirados no ensaio de deformação

Nº	x (mm)	y (mm)	z (mm)	Rotação (°)	Variação x (mm)	Distância (mm)
4	19,2	24,0	37,4	170	2,4	16,9
7	18,3	22,4	38,1	250	3,5	14,8
3	17,6	26,2	36,8	340	4,7	12,8
1	17,5	27,5	39,9	380	5,3	12,2
12	17,3	22,3	37,7	360	5,0	12,3
32	17,2	19,5	32,0	290	4,0	13,2
5	17,1	26,0	35,2	280	3,9	13,2
6	16,8	24,5	36,2	150	2,1	14,7
11	16,7	23,4	36,2	250	3,5	13,2
29	16,4	22,1	30,8	400	5,6	10,9
36	16,4	21,1	28,4	480	6,7	9,7
8	16,3	22,4	34,1	270	3,8	12,6
41	16,0	19,4	25,6	240	3,3	12,6
24	15,9	23,3	31,9	360	5,0	10,9
42	15,9	19,1	26,7	430	6,0	9,9
38	15,7	20,0	28,8	390	5,4	10,2
34	15,5	19,5	31,3	200	2,8	12,8
27	15,4	20,1	35,6	300	4,2	11,2
33	14,9	20,1	30,5	350	4,9	10,0
28	14,6	19,9	31,8	180	2,5	12,1
39	14,2	18,6	28,9	240	3,3	10,9

Onde: Nº - número do fruto a testar

x ,y e z – medições segundo os eixos das figuras 3.1 e 3.2;

Rotação – rotação aplicada no torno necessária para quebrar o fruto;

Variação x – deslocamento realmente aplicado no fruto (mm);

Distância – distância final entre as mordentes do torno (mm).

Nota: os frutos com valores destacados a vermelho representam testes em que o miolo do fruto foi quebrado.

Esta montagem teve um grande objetivo, sendo este determinar a distância entre os dois rolos necessária para quebrar a casca do fruto, sem danificar o seu interior. O valor de deslocamento aplicado entre o momento inicial e final do ensaio traduz-se na diferença de

espaçamento entre as guias e os rolos (a função e dimensionamento destes componentes encontram-se no capítulo 4).

Depois de anotados todos os valores medidos, foi elaborado o gráfico representado na figura 3.6, de modo a compreender a relação entre a dimensão em x e a redução necessária para quebrar a casca do mesmo. Neste gráfico são apresentadas barras de incerteza de 10%, que correspondem à incerteza associada aos valores obtidos pelas medições feitas no torno. Os valores marcados a vermelho no gráfico representam frutos em que o miolo foi danificado.

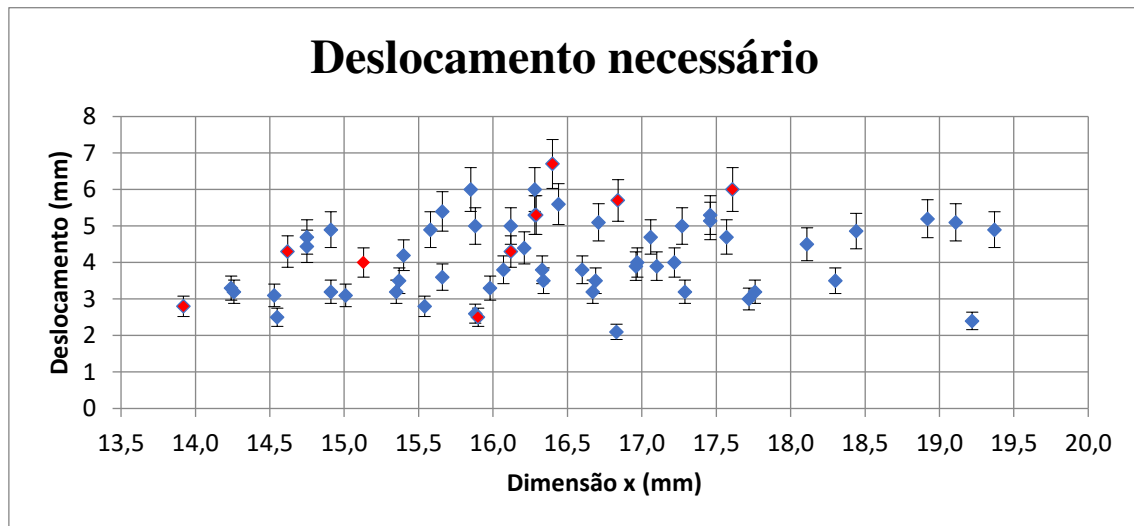


Figura 3.6 - Valor do deslocamento necessário para quebrar a casca em função da cota x de cada fruto

Ao observar este gráfico, não se chegou a qualquer conclusão, devido à grande variedade de valores obtidos (esta variedade provem da existência de outros fatores a influenciar o deslocamento necessário, tal como a possibilidade do fruto se encontrar podre, ou com a casca danificada).

Assim, foi feito o gráfico ilustrado na figura 3.7, onde se fez uma abordagem a nível percentual (em vez de utilizar valores absolutos como no gráfico da figura 3.6).

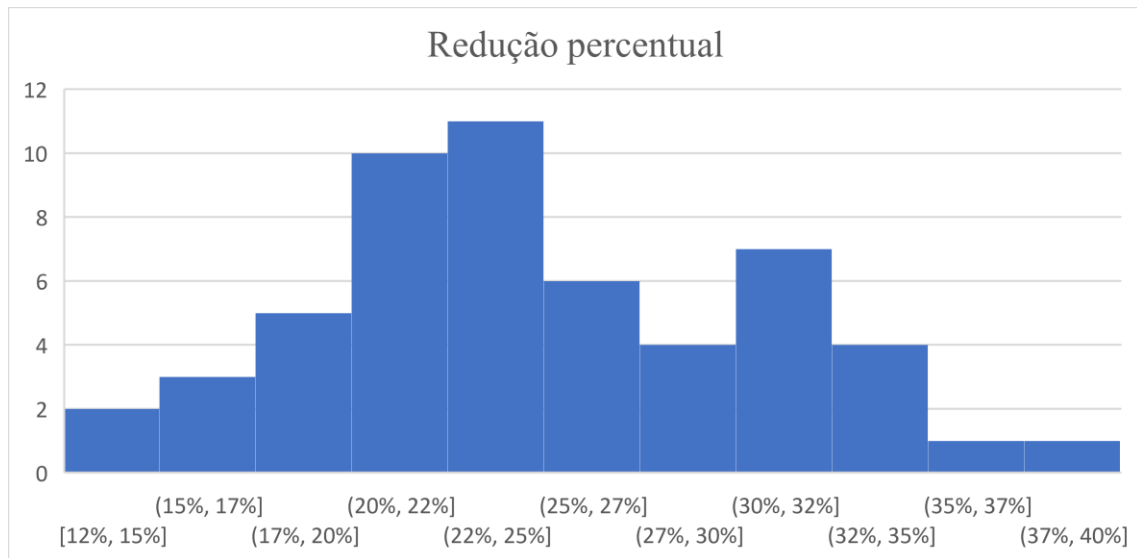


Figura 3.7 - Histograma que conta o número de frutos com redução dentro de um intervalo de 2%

Este histograma possibilita compreender qual a redução percentual predominante, permitindo assim fazer novos gráficos de dispersão apenas com os frutos que apresentaram uma redução percentual significativa. Assim, foram elaborados os gráficos das figuras 3.8, 3.9 e 3.10, idênticos ao gráfico da figura 3.6 apresentado anteriormente, mas desta vez apenas representando os frutos com a redução indicada no título de cada gráfico.

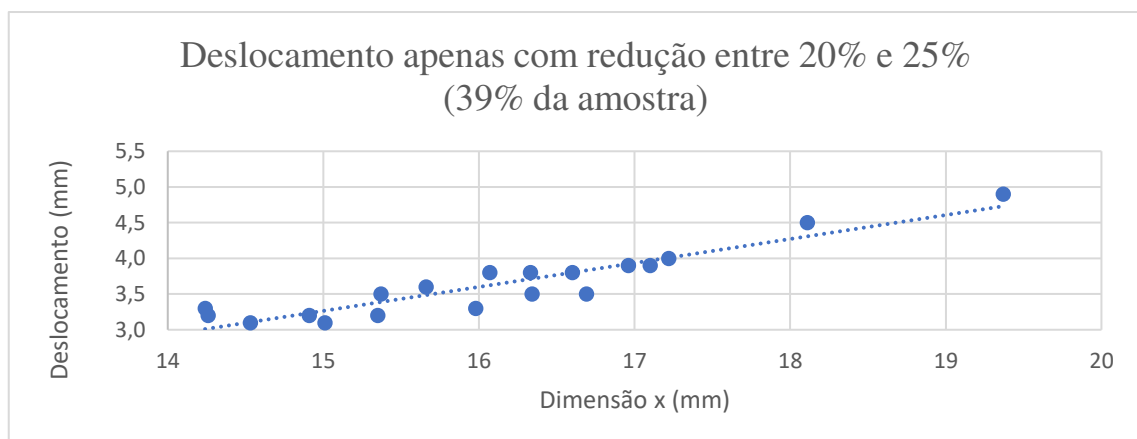


Figura 3.8 - Deslocamento apenas de frutos com uma redução entre 20% e 25% bem como a sua linha de regressão linear

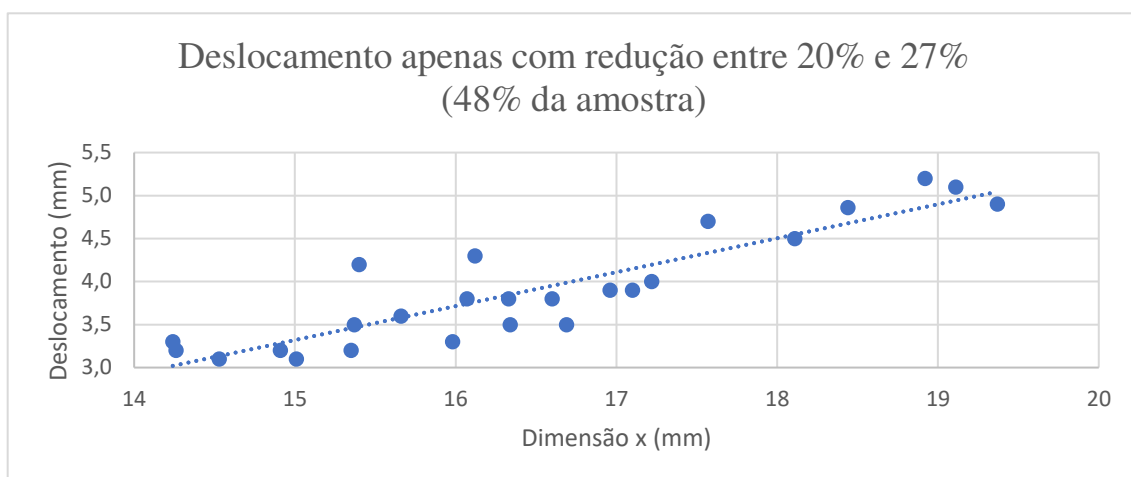


Figura 3.9 - Deslocamento apenas de frutos com uma redução entre 20% e 27% bem como a sua linha de regressão linear

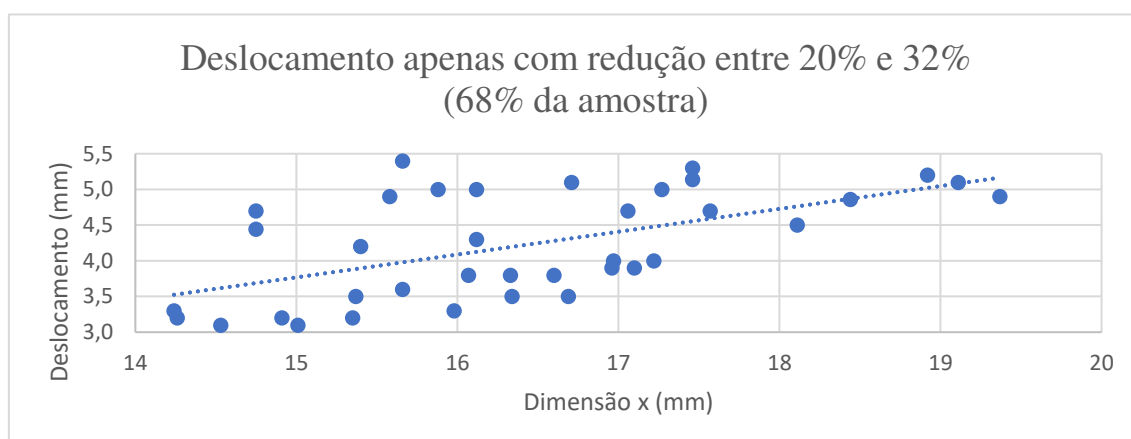


Figura 3.10 - Deslocamento apenas de frutos com uma redução entre 20% e 32% bem como a sua linha de regressão linear

3.3. Ensaio de força

A segunda montagem teve como objetivo determinar a força necessária para quebrar a casca do fruto, sem danificar o seu miolo. Para tal, foi utilizada a montagem ilustrada na figura 3.11. Esta montagem consistia em deixar cair um peso (figura 3.12), guiado por um tubo com uma régua marcada, em cima de uma amêndoa. No primeiro ensaio de cada fruto o peso era deixado cair a uma altura em que não era espetável causar qualquer dano à casca do fruto. Caso não se verificasse qualquer dano, o ensaio era repetido deixando cair o peso na posição acima (foi utilizada uma escala de 2 mm). Este processo era repetido até danificar a casca do fruto.



Figura 3.11 - Montagem utilizada no ensaio de força



Figura 3.12 - Peso utilizado no ensaio de força

Quando o peso causava qualquer tipo de dano na casca do fruto, a altura a que foi deixado era anotada. Estes valores, depois de anotados, foram utilizados para determinar a força necessária para quebrar a casca do fruto. Ao igualar a expressão do trabalho obtido no primeiro teste à expressão da energia potencial gravítica do segundo teste (equação 2), conseguimos obter a força necessária para exercer a energia que leva à quebra da casca.

$$F * d * \cos(\alpha) = m * g * h$$

$$\Leftrightarrow F = \frac{m * g * h}{d} \quad (2)$$

Onde: F – Força necessária para quebrar o fruto (N)

d – Deslocamento necessário para quebrar a casca do fruto (medido no ensaio de deformação) (m)

α – Ângulo entre o sentido da força e o sentido do deslocamento (0°)

m – Massa do peso utilizado (0,378 Kg)

g – Aceleração gravítica (9,8 m/s²)

h – Altura a que o peso foi deixado (m)

Os valores obtidos neste teste foram representados na tabela 3.2 (novamente, esta tabela é relativa aos frutos do lote 3, pelo que as relativas aos restantes lotes se encontram no anexo B).

Tabela 3.2 - Valores retirados do ensaio de força

Nº	x (mm)	y (mm)	z (mm)	h (mm)	F (N)
14	18,5	25,2	36,1	20,0	4,4
2	17,9	24,1	36,8	12,0	3,0
18	17,5	25,2	33,0	24,0	6,9
17	17,4	24,9	35,2	20,0	6,1
16	17,2	25,8	33,5	26,0	7,9
25	17,2	21,6	35,0	20,0	5,6
10	16,9	24,6	36,3	28,0	7,9
26	16,8	21,2	34,8	22,0	5,5
19	16,6	22,2	32,3	20,0	5,6
15	16,4	25,7	34,1	26,0	8,9
22	16,3	20,8	33,2	26,0	9,9
23	16,3	24,9	30,7	24,0	7,1
21	15,9	22,5	33,4	22,0	6,5
20	15,9	23,4	34,7	28,0	9,5
9	15,7	24,8	34,5	22,0	8,3
30	15,6	21,4	32,0	22,0	8,0
31	15,5	20,5	33,4	24,0	7,0
37	14,8	21,5	28,9	22,0	7,3
13	14,5	22,8	33,9	24,0	8,9
40	13,7	18,8	27,8	22,0	6,8

Onde: N° - número do fruto a testar;

x ,y e z – medições segundo os eixos das figuras 3.1 e 3.2;

h – altura a que foi deixado o peso (mm);

F – resultado da força necessária, após a aplicação da equação 2.

Nota: os valores a negrito representam ensaios em que, testando a altura exatamente anterior à anotada (escala de 2 mm), a casca do fruto demonstrou algumas danificações, mas não se encontrava totalmente quebrada.

Foram ainda realizados alguns testes com o objetivo de determinar qual a força máxima que podemos exercer, de modo a garantir a que a força exercida pelo motor não quebra o miolo do fruto. Apesar de terem sido realizados estes testes, a possibilidade de danificar o miolo do fruto provém apenas da distância entre os rolos, pois, se a força exercida for bastante superior à necessária, o miolo não sofre quaisquer danos pois o espaçamento entre os rolos não o permite.

3.4. Conclusões

Para uma maior adaptabilidade do mecanismo a projetar à diversidade de dimensões dos frutos, foi decidido que tanto o espaçamento entre as guias como entre os rolos seria ajustável.

Apenas através da observação dos valores da dimensão x de cada fruto, foi decidido que o espaçamento entre as guias teria de variar entre 14 mm e 20 mm. Todos os frutos testados encontram-se neste intervalo.

Após a observação do histograma obtido no primeiro ensaio, concluiu-se que uma grande parte dos frutos testados necessitaram de uma redução entre 20% e 30%. Assim, foi decidido que o espaçamento dos rolos teria uma redução de aproximadamente 25% em relação ao espaçamento entre as guias. Então, na zona onde o espaçamento das guias é 14 mm, foi decidido que a distância entre os rolos seria de 10,75 mm. Esta extremidade (tanto das guias como dos rolos) encontra-se fixa, sendo assim uma redução fixa para qualquer posição do mecanismo. Porém, a outra extremidade de um dos rolos (rolo móvel) encontra-se ligada a um mecanismo que permite a regulação da sua posição relativamente ao outro rolo (rolo fixo). Assim sendo, o espaçamento na extremidade móvel dos rolos tem a possibilidade de ser ajustado entre 12 mm e 16,75 mm.

Os valores de redução limite foram adicionados ao gráfico 3.6, originando o gráfico 3.13.

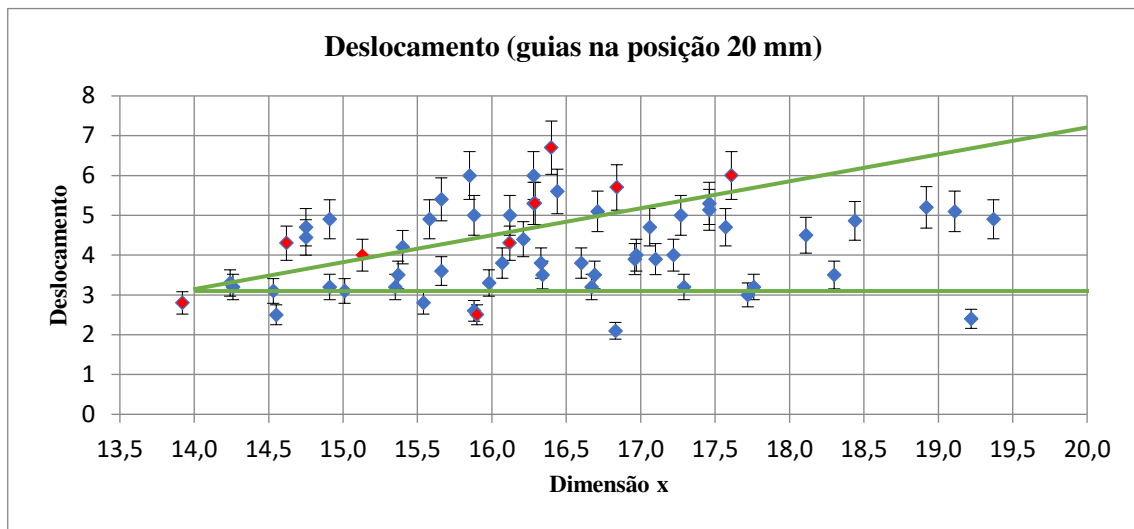


Figura 3.13 - Gráfico da figura 3.6 sobreposto com as linhas de deslocamento limite (devido ao regulamento dos rolos) com as guias na posição de 20 mm (distância máxima)

Neste gráfico, todos os frutos que se encontram entre as duas linhas serão, teoricamente, descascados pelo mecanismo a projetar.

Este gráfico, tal como indicado no seu título, representa apenas dados para quando as guias se encontram com um espaçamento máximo de 20 mm. Como foi referenciado anteriormente, a distância máxima entre as guias também será regulável. Ao alterar o seu espaçamento máximo de 20 mm para 18 mm, e aplicando as mesmas retas que foram aplicadas anteriormente (porque a distância entre os rolos varia independentemente da distância entre as guias), foi obtido o gráfico 3.14.

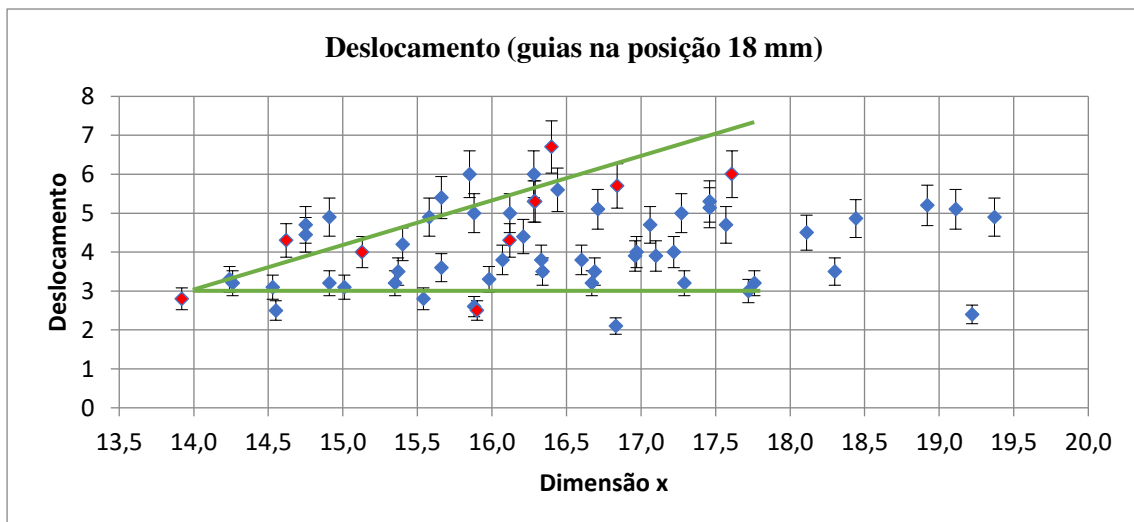


Figura 3.14 – Gráfico da figura 3.6 sobreposto com as linhas de deslocamento limite (devido ao regulamento dos rolos) com as guias na posição de 18 mm (distância máxima)

Com a observação dos gráficos das figuras 3.13 e 3.14, conclui-se que, tendo duas posições possíveis para as guias (espaçamento máximo de 18 mm ou de 20 mm) e uma quantidade contínua de espaçamento máximo entre os rolos (a variar entre 12 mm e 16,75 mm), uma grande quantidade dos frutos testados seria descascado com sucesso.

Relativamente ao segundo teste, foram utilizados os valores referentes à força aplicada no fruto. Estes valores são cruciais para a escolha do motor e do respetivo redutor. Como podemos observar na tabela 3.2, a força máxima observada foi de 8,9 N. Como já foi referenciado anteriormente, exercer uma força maior do que necessária não será um problema. Este valor corresponde a uma média da força aplicada, sendo a sua amplitude no momento do impacto bastante superior. Para compensar este fator, o valor da força necessária é multiplicado por dez, sendo assim um valor que melhor traduz a força máxima aplicada. Utilizando assim o valor de 100N para quebrar um fruto, e utilizando um coeficiente de atrito de 0,4, a força exercida nos rolos é de 40N (para quebrar um fruto). Porém, a máquina a projetar irá descascar vários frutos em simultâneo, logo esta força foi multiplicada por 20. Apesar de nunca serem descascados 20 frutos em simultâneo, garantimos que a força exercida é sempre suficiente. Assim, foi considerada uma força de 800N exercida em cada rolo (com direção tangencial ao rolo) durante o funcionamento do equipamento. Esta força, multiplicada pelo raio do rolo, dá origem ao binário que o motor tem de fornecer ao rolo motor.

4. Projeto do mecanismo

4.1. Introdução

O processo de descascar amêndoas já é feito atualmente, como foi descrito no primeiro capítulo. Porém, os mecanismos utilizados são bastante dispendiosos (tanto no preço de compra, como na sua instalação e manutenção). Assim, o mecanismo ilustrado na figura 4.1 (anexo H) tem de ter baixos custos, visto que se destina a pequenas produções.

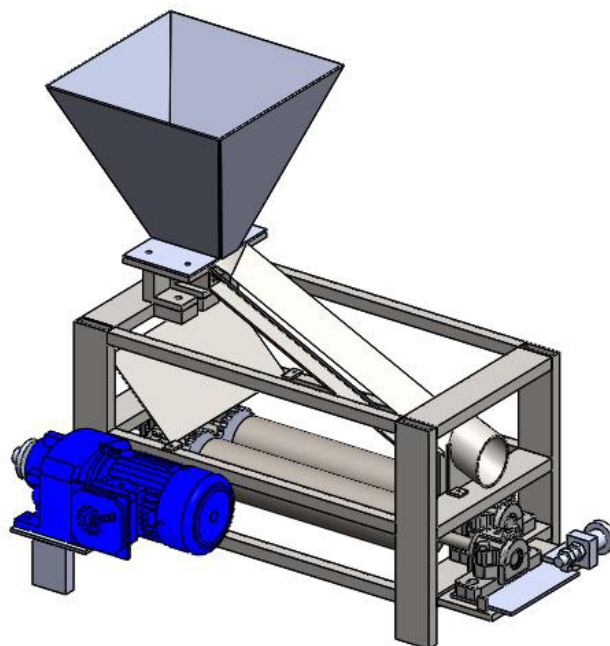


Figura 4.1 - Mecanismo projetado

Como nunca irá haver um grande fluxo de frutos a ser processado em simultâneo, este mecanismo (figura 4.1) terá dimensões bastante reduzidas, conseguindo processar entre dez a quinze frutos em simultâneo. Foi decidido que ia ser utilizado um mecanismo de rolos, espaçados entre si, a rodar em sentidos opostos. Um destes rolos encontra-se ligado (através de um sistema de corrente e roda-dentada) a um conjunto motor-redutor alimentado por corrente monofásica. O segundo rolo encontra-se ligado (através de um sistema de engrenagens) ao rolo motor.

Devido aos resultados obtidos e comentados no capítulo anterior, e sabendo que a distância entre os rolos é um fator relevante para realizar o principal requisito do mecanismo, é necessário haver um método de regulação desta distância. Assim sendo, torna-se igualmente necessário haver uma separação dos frutos por descascar. Para tal, serão utilizadas duas guias,

espaçadas entre si, colocadas com um ângulo de aproximadamente 25° com a horizontal. A distância entre elas será menor na extremidade mais alta e vai aumentando, de modo a selecionar as amêndoas com menor valor da dimensão x (figura 3.1, pág. 15) em primeiro lugar. Os frutos de dimensão superior vão descendo as guias (por ação da aceleração gravítica), até ao ponto que a distância entre elas já é superior à cota do fruto e este acaba por cair.

Com a seleção referida no parágrafo anterior, é agora possível controlar o deslocamento que os rolos estão a provocar em cada fruto (principal dado obtido no primeiro teste experimental referenciado no capítulo anterior). Caso fosse projetado um mecanismo sem opção de ajuste, a sensibilidade de seleção ia ser reduzida, visto que este fruto pode apresentar dimensões bastante diversas. Deste modo, foram adicionados ao projeto duas formas de alterar qual o espaçamento (tanto de seleção como de deslocamento). Esta consiste em, tanto nas guias como nos rolos, manter um deles (uma guia e um rolo, do mesmo lado) completamente fixos. Os componentes do lado opostos encontrar-se-ão completamente fixos apenas numa das extremidades (permitindo apenas movimento de rotação em torno do apoio), estando a fixação da extremidade oposta a permitir a rotação em volta da extremidade fixa. Deste modo, é possível alterar o espaçamento tanto entre as guias como entre os rolos, garantindo assim uma maior adaptabilidade do mecanismo à diversidade dimensional encontrada nos frutos.

Assim sendo, foi projetado o conjunto representado na figura 4.1, em que todos os seus componentes serão justificados e dimensionados neste capítulo.

4.2. Componentes disponíveis no mercado

Devido à necessidade de uma fácil conceção do mecanismo a projetar, foi decidido que todos os componentes que já existam no mercado seriam comprados em vez de produzidos. Foi tomada esta decisão pois o objetivo deste projeto não é produção em grande escala do mecanismo a projetar, mas sim a produção de alguns exemplares com o menor custo possível. Estes componentes acabam por ser mais baratos por serem produzidos em larga escala (e projetados também por outros, o que poupa tempo de projeto). Para além de uma redução no custo de produção, estes componentes encontram-se testados e certificados pelas entidades competentes.

Assim, existem vários componentes que irão ser adquiridos já na sua configuração final e serão apenas montados no mecanismo. Este sub-capítulo irá apresentar a explicação da escolha desses componentes, apresentando os requisitos que estes necessitam de satisfazer e o modelo (encontrado em catálogos de fornecedores) que melhor se ajusta a estes requisitos.

Os elementos do mecanismo que serão adquiridos através de fabricantes são:

- Rolamentos e chumaceiras;
- Conjunto motorreductor;
- Sistemas de transmissão.

4.2.1. Rolamentos e chumaceiras

Como existem movimentos rotacionais no mecanismo a projetar, é necessário haver rolamentos acoplados ao eixo dos corpos giratórios (rolos). O corpo fixo do sistema (estrutura do mecanismo) não possui compartimentos para acomodar o anel exterior dos rolamentos, por isso torna-se também necessário a utilização de chumaceiras.

Apesar de ambos suportarem a mesma carga, o rolo motor apenas terá movimento de rotação, enquanto o rolo motriz tem também um pequeno movimento de translação. Com o objetivo de facilitar este movimento, foi decidido que os rolamentos utilizados neste rolo têm de ser rolamentos auto-compensantes. Estes rolamentos, para além de permitirem o movimento de rotação em torno do eixo dos anéis, permitem também rotação em torno do centro destes anéis, facilitando assim a conceção do sub-mecanismo de regulação da distância entre os rolos.

Assim, foram recolhidos quais os requisitos que estes rolamentos têm de satisfazer. Relativamente à velocidade de rotação, é benéfico que o sistema funcione a uma velocidade de rotação baixa, pois assim o escorregamento entre os rolos e os frutos torna-se menor.

Quanto à força exercida, os rolamentos terão de suportar o peso dos rolos na direção vertical bem como a força exercida para quebrar o fruto na direção horizontal. Assim, utilizando o software *SolidWorks*, cada rolo tem uma massa de aproximadamente 7,4 Kg. Como cada rolo está suportado por um rolamento em cada extremidade, cada um deles terá de suportar aproximadamente 20KN na direção vertical. Relativamente à força exercida horizontalmente, foi decidido que os rolamentos devem suportar a força de 20 frutos a serem descascados em simultâneo, ou seja, estes têm de suportar uma força de aproximadamente 100N nesta direção (novamente esta força é dividida pelos dois apoios de cada rolo).

Quando ao desalinhamento angular, o rolamento terá de permitir um desalinhamento de aproximadamente 0.5° , de modo a garantir o seu funcionamento entre as duas posições limite dos rolos.

Após recolher os requisitos que os rolamentos têm de satisfazer, foi escolhido o fabricante SKF. Este fabricante oferece a chumaceira de referência SNL 50, com rolamentos de referência 1205 K e bucha de fixação de referência H205 (anexo C). Este conjunto consegue suportar as cargas apresentadas na figura 4.2 e tabela 4.1.

Tabela 4.1 - Esforços máximos suportados pelas chumaceiras escolhidas

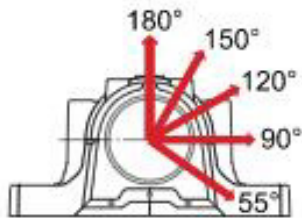


Figura 4.2 - Esquema auxiliar para representar as direções de carregamento

Ângulo da carga (°)	Carga máxima (KN)
0	100
55	155
90	95
120	70
150	60
180	80

Os valores admissíveis são bastante superiores aos valores apresentados nos requisitos a satisfazer. Relativamente ao deslocamento angular, estes rolamentos conseguem satisfazer desalinhamentos de 2.5°, novamente um valor superior ao necessário.

Deste modo, é necessário adquirir quatro conjuntos de chumaceiras e rolamentos, dois para cada rolo. A sua fixação será feita através de uma ligação aparafusada, com dois parafusos M6 de classe 4.8.

4.2.2. Conjunto motorreductor

Como já foi dito anteriormente, existe a necessidade de impor um movimento rotacional aos rolos do mecanismo a projetar. Para tal, foi escolhido um conjunto motorreductor. Todos os cálculos feitos neste capítulo retratam os valores mínimos necessários (binário e potência). Relativamente à velocidade de rotação, o valor de velocidade imposto pelo motor escolhido não pode variar muito em relação ao admitido.

Foram assim recolhidos os requisitos que este motor tem de satisfazer. O requisito crucial é o binário que este exerce, pois é assim que se assegura que os rolos têm força suficiente para quebrar a casca dos frutos. Como foi determinado no ensaio de força (referido no capítulo 3) é necessária uma força média de 800 N para quebrar 20 amêndoas em simultâneo. Como os rolos têm um raio de 40mm:

$$\begin{aligned} B &= r \times F \\ \Leftrightarrow B &= 0,04 \times 800 = 32 \text{ N m} \end{aligned} \quad (3)$$

Onde: B – Binário necessário (N m)

r – Raio do rolo (m)

F – Força tangencial aos rolos (800 N)

Outro requisito que foi tido em conta é a velocidade angular do motor. Esta velocidade, apesar de não ser nenhum requisito essencial, é também importante. A sua importância provém do fato de, se esta for demasiado elevada, torna-se mais provável haver escorregamento dos frutos nos rolos, o que impede que o mecanismo quebre a sua casca. Assim, foi decidido que a sua velocidade não pode ultrapassar 3 rad/s, que equivale aproximadamente a $28,6 \text{ min}^{-1}$.

O terceiro e último requisito que foi tido em conta é a potência necessária. Para tal, a potência de arranque não foi considerada, devido a este ser um valor bastante inferior ao necessário para quebrar os frutos. Deste modo, cria-se a necessidade de garantir que os rolos estão totalmente desimpedidos no momento de arranque no mecanismo. Assim, para calcular a potência necessária, foi utilizada a equação 4.

$$\begin{aligned} P &= F \times v \\ \Leftrightarrow P &= F \times \omega \times r = 800 \times 3 \times 0,04 = 96 \text{ W} \end{aligned} \quad (4)$$

Onde: P – Potência necessária (W)

F – Força necessária para quebrar as cascas dos frutos (800 N)

v – Velocidade linear do rolo (m/s)

ω – Velocidade angular do rolo (rad/s)

r – Raio do rolo (m)

Como já foi referenciado anteriormente, potência a mais não traz complicações relativas ao funcionamento do mecanismo, por isso foi escolhido um motor com, pelo menos, 100 W de potência.

Foi então consultado o catálogo no fornecedor NORD e escolhido o conjunto motor-reductor de referência SK 172.1 - 63 S/4 (ficha técnica no anexo D). Este motor tem uma potência bastante superior à necessária (0,12 KW), mas não comprometerá o funcionamento do mecanismo. Assim, e como já foi referido anteriormente, motores com potência inferior ao escolhido podem ser utilizados. Relativamente ao binário produzido, este motor consegue impor 40 N m, sendo este o valor requisitado pelo mecanismo. Este conjunto escolhido tem uma velocidade de rotação de 29 min^{-1} , valor bastante próximo do escolhido anteriormente. É ainda de salientar que existem outros motores que conseguem satisfazer os requisitos necessários para realizar estas funções.

4.2.3. Sistemas de transmissão

Como já foi referido anteriormente, o mecanismo a projetar necessita de um sistema de transmissão para transmitir o movimento rotacional do motor para o rolo motor

Foi decidido que para transmitir este movimento seria utilizado um sistema de corrente e rodas dentadas. Foi tomada esta decisão pois os dois componentes envolvidos neste sistema (veio do motor e rolo) encontram-se sempre à mesma distância entre si, não havendo necessidade de incorporar um mecanismo capaz de funcionar em diferentes posições. Para tal, foram escolhidas duas rodas dentadas de referência 08B1/15T do fabricante RENOLD. Estas rodas dentadas respeitam a norma ISO 606 e tem um passo de 12,7 mm. As duas rodas-dentadas podem ser

exatamente iguais porque o veio do motor tem o mesmo diâmetro que o veio onde a roda-dentada do rolo motriz se fixará. Relativamente à corrente, foi escolhida a de referência 08B1SN do mesmo fabricante. Esta terá de ter um comprimento de 880 mm.

No que toca ao mecanismo para transmitir o movimento entre os rolos, existe um fator condicionante. O facto de o rolo motriz necessitar de realizar um pequeno movimento de translação faz com que este mecanismo tenha de funcionar em qualquer das posições escolhidas para o veio motriz. Para transmitir este movimento, existiam duas possibilidades: um sistema de corrente e rodas dentadas ou um sistema de engrenagens. Foram analisados os aspetos positivos e negativos de cada uma das opções. Ao utilizar um sistema de corrente, ambos os rolos teriam um movimento no mesmo sentido, o que impediria que a casca do fruto se quebrasse. Assim, teve de ser utilizado um sistema de engrenagens. Como foi mencionado anteriormente, o movimento de translação pode vir a originar problemas relativos ao funcionamento da engrenagem. Porém, esta torna-se a opção mais viável para transmitir o movimento entre os rolos.

Devido ao espaço entre os eixos dos rolos (no ponto fixo) ser de 92 mm, torna-se necessário que este seja o diâmetro primitivo necessário para as engrenagens. Relativamente à sua largura, é proveitoso que esta seja o menor possível de adquirir no mercado. Este valor tem de ser pequeno porque, devido ao ângulo existente entre os eixos, há a hipótese de haver contacto em zonas que não foram projetadas para resistir a esforços. Ao utilizar uma engrenagem de espessura reduzida estamos a diminuir a probabilidade de danificar estes componentes.

Não existem engrenagens normalizadas com este diâmetro primitivo, sendo assim necessário a manufatura de engrenagens feitas à medida. Este processo vem a aumentar o custo de produção do mecanismo, mas para tornar possível a aplicação de engrenagens normalizadas teria de se alterar o diâmetro dos rolos, e este valor já foi assumido 40 mm. Como este componente será feito à medida, os melhores parâmetros para a sua geometria serão discutidos com o seu fabricante.

4.3. Escolha de materiais

Numa fase inicial do projeto teve de ser feita uma escolha de todos os materiais a utilizar, de modo a garantir que os materiais utilizados são os ideais, isto é, têm um reduzido custo de aquisição, mas resistem a todos os esforços exercidos em cada um dos componentes do mecanismo.

Assim, o primeiro conjunto a ser analisado é a estrutura. Este componente têm uma elevada importância a nível estrutural, visto suportar todos os restantes componentes e é ele que garante estabilidade a todo o mecanismo. Para tal, foram escolhidos perfis de secção quadrada ou retangular (dependendo dos esforços que cada barra irá suportar, bem como da necessidade de fixar algum outro componente nessa barra) com espessura de 3mm. O material a utilizar é o aço ST37. Este aço tem a composição e características apresentadas no anexo E. Este aço foi escolhido por ser um aço bastante comum na indústria, e como um dos objetivos deste projeto é conceber um mecanismo com baixos custos, este é o aço apropriado. Apesar de todos os cálculos serem feitos para este material, podem ser utilizados materiais mais resistentes, dependendo da disponibilidade no momento na conceção.

Relativamente aos rolos, estes serão também em aço de referência ST37, com espessura de 8 mm, 80 mm de diâmetro externo e 400 mm de comprimento. Esta espessura foi escolhida com base nos cálculos realizados no capítulo 4.4.4. Tanto a zona tubular como o veio e as tampas serão constituídos pelo mesmo material (ou outro mais resistente).

Quanto às guias superiores, estas serão adaptadas a partir de cantoneiras. Estas cantoneiras têm de ter um ângulo de 45° e um comprimento de 580 mm. Serão ainda soldados elementos de chapa às cantoneiras, com o objetivo de fazer os apoios das mesmas.

Por fim, foi estudado qual seria o material ideal para a manufatura do coletor. Para uma facilidade na aquisição dos materiais, foi escolhido que as chapas para a composição do coletor seriam do mesmo material das restantes partes do equipamento, ou seja, chapa de aço ST37. Como o único objetivo deste componente é acomodar os frutos por descascar, não são exercidos esforços de grande amplitude, o que faz com que este não necessite a mesma resistência que os restantes componentes. Assim, foi escolhida uma espessura de 2 mm para a chapa para produzir o coletor.

4.4. Dimensionamento

4.4.1. Coletor

O mecanismo em questão tem como público alvo produtores de pequenas áreas. Estes produtores, na maioria das vezes, utilizam métodos de alimentação pouco desenvolvidos, tal como a utilização de pás ou mesmo diretamente de sacos. Assim sendo, surgiu a necessidade de criar um método de alimentação que não exigisse muita precisão. Deste modo, foi idealizado um componente, de forma piramidal, com uma abertura na zona do vértice. Um componente com esta geometria tem a capacidade de receber os frutos por descascar com bastante facilidade, e conduzi-los, um a um, até ao próximo componente do mecanismo.

Depois de determinada a geometria necessária, foi então pensado no seu processo de fabrico. Como já foi mencionado, este mecanismo tem como objetivo um pequeno custo de produção, bem como a produção de poucos exemplares. Deste modo, foi decidido que utilizar chapas soldadas era a opção mais viável. Se o objetivo fosse produção em grande escala, seria mais viável a sua manufatura por um processo de corte por arrombamento e quinagem, mas neste caso o custo agregado a estes processos não compensa a pequena quantidade de exemplares a produzir.

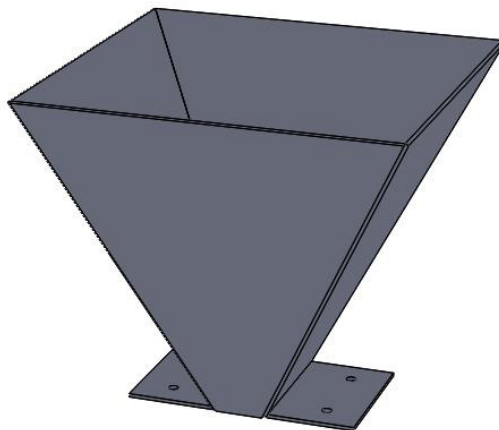


Figura 4.3 - Coletor

Este componente, representado na figura 4.3 (anexo G), é constituído por quatro chapas, todas elas de espessura 2 mm. Estas chapas têm uma forma trapezoidal (anexos G) e são iguais aos pares. Com chapas diferentes duas a duas, é possível fazer com que os frutos passem ordenadamente para o próximo componente. Para além destas quatro chapas, existem também

duas chapas (anexo H) que têm como objetivo fixar este componente aos restantes do mecanismo. Todas as chapas serão soldadas entre si, e devido à pequena espessura da chapa e à ausência de grandes esforços exercidos neste componente, o método de soldadura a utilizar é MAG (metal active gas) ou mesmo soldadura por pontos (dependendo da disponibilidade por parte de quem a produz). Outro fator determinante para a escolha deste processo é, mais uma vez, a necessidade de procurar processos pouco dispendiosos, e estes tipos de soldadura são um processo de fácil acesso e pouco dispendioso.

4.4.2. Guias

Como já foi mencionado anteriormente, para garantir o correto funcionamento do mecanismo a projetar é necessário fazer uma seleção de frutos consoante a sua medida x (figura 3.1 pág. 15). Para tal, foi decidido utilizar duas guias, inclinadas e espaçadas entre si. Assim, os frutos vão descendo (por ação da aceleração gravítica), e à medida que estes vão progredindo nas guias, a distância entre elas vai aumentando. Deste modo, é possível fazer a seleção necessária, pois as amêndoas de menor dimensão conseguem passar entre as guias no início do troço, enquanto as restantes seguem as guias e apenas são seleccionadas quando a distância entre as guias for superior à dimensão x do fruto em questão. Deste modo, é possível controlar em que zona dos rolos cai cada fruto, garantindo que a deformação aplicada é a necessária para quebrar a casca do fruto sem danificar o seu miolo.

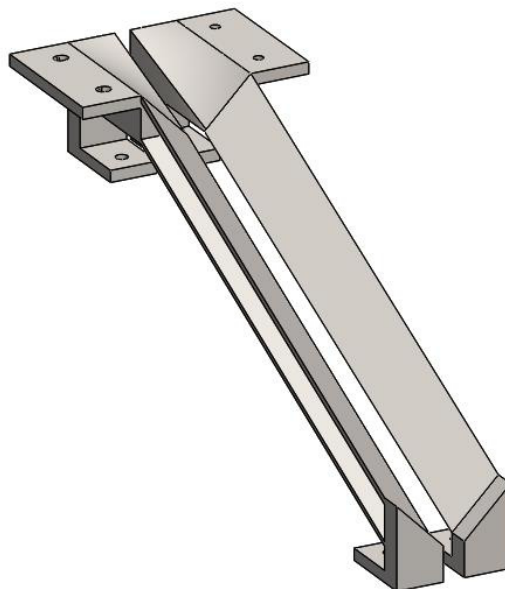


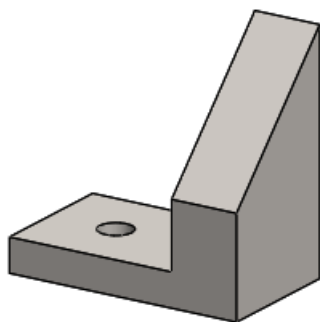
Figura 4.4 - Guias do mecanismo

Estes componentes, indicados na figura 4.16 (anexo H), são praticamente simétricos (exceto a furação para fixação do coletor). Cada guia é composta por uma cantoneira (zona de

descida dos frutos, chamada de cantoneira principal), uma outra cantoneira modificada (zona que recebe os frutos vindos do coletor) e várias chapas para proceder à fixação das guias. A cantoneira principal a utilizar tem como único requisito um ângulo de 45° , sendo assim a sua espessura e tamanho de abas irrelevante. Neste caso, foram utilizadas cantoneiras com abas de 40 mm e espessura de 4 mm. Como não serão exercidos quaisquer esforços neste componente, podemos garantir que as guias não sofrerão qualquer deformação no decorrer da vida do mecanismo. Foi decidido que as cantoneiras têm de fazer um ângulo de aproximadamente 25° com a horizontal para que os frutos as percorram apenas com a ação da força gravítica.

Relativamente ao processo de fabrico das guias, este é bastante simples. Na extremidade inferior de cada uma das cantoneiras é soldado o suporte da figura 4.17 com o ângulo indicado nos desenhos presentes no anexo H. Este suporte é composto por duas chapas soldadas entre si, e tem como objetivo permitir a fixação da guia à estrutura do mecanismo (na zona inferior da cantoneira).

Quanto à zona superior, terá de ser soldado o conjunto representado na figura 4.18. Para além de também ter a função de fixar a guia à estrutura, este conjunto tem de garantir que os frutos que saem do coletor sigam para as guias, de modo a serem selecionados por estas (daí a sua inclinação em dois eixos). Assim, este conjunto é constituído por uma cantoneira modificada e três chapas soldadas a ela. Esta cantoneira terá originalmente um ângulo entre abas de 90° : Para proceder à sua modificação, é necessário aplicar uma força (facilmente conseguida com a utilização de um martelo) numa das suas extremidades, fazendo com que esta se deforme e atinja a geometria indicada na figura 4.18. Deste modo, é possível atingir uma geometria complexa (facilmente obtida por maquinação, mas para este projeto esse é um processo demasiado dispendioso) utilizando um componente e um equipamento bastante comuns.



Por fim, este conjunto soldado tem

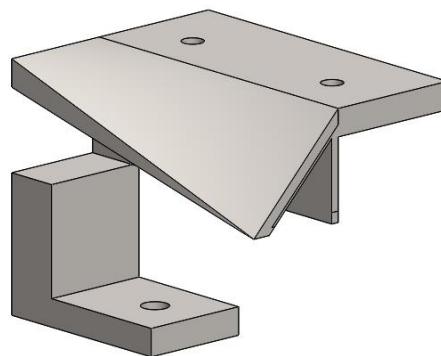


Figura 4.5 - Suporte inferior da guia fixa

Figura 4.6 - Suporte superior da guia fixa

ainda o apoio onde o coletor será fixado, que se trata de uma chapa com dois furos soldada à parte lateral do bloco. Como já foi mencionado anteriormente, uma das guias está totalmente fixa,

enquanto a outra tem a possibilidade de um pequeno movimento (com o objetivo de alterar o espaçamento entre as guias para fazer diferentes passagens, aumentando o leque de frutos que podem ser processados pelo mecanismo). Para tal, os furos para fixação do coletor na guia móvel não são circulares, mas sim furos rasgados e com diâmetro superior aos da guia fixa (figura 4.19) com o objetivo de permitir o movimento da guia sem que o coletor sofra qualquer deslocamento. Estes furos são facilmente obtidos com a utilização de um processo de corte a laser, processo este bastante preciso e comum na indústria atual.

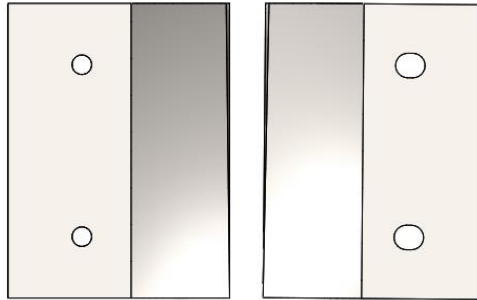


Figura 4.7 - Vista superior da zona de encaixe do coletor às guias

Tal como foi mencionado, a guia móvel tem duas posições de funcionamento, e o seu método de regulação foi tido em conta. Como é possível perceber com a figura 4.4 (página 36), a zona superior do parafuso responsável pela fixação inferior da guia é facilmente alcançada com uma chave de bocas comum. Deste modo, basta constrangir o movimento da porca de aperto e assim o operador consegue regular o espaçamento entre as guias.

4.4.3. Rolos

Estes componentes são de elevada importância para o perfeito funcionamento do mecanismo. Em primeiro lugar, foi decidido que serão constituídos por dois tubos, de diâmetro externo de 80 mm, espessura 8 mm e 400mm de comprimento (figura 4.20). O diâmetro exterior escolhido teve como base o valor calculado para haver auto-alimentação dos frutos, semelhantemente a um processo de quinagem.

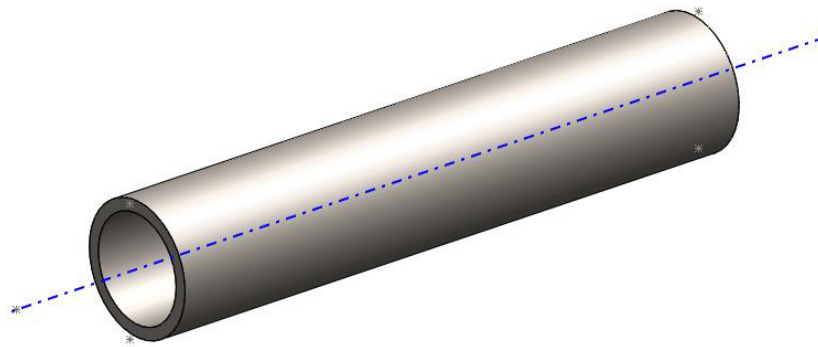


Figura 4.8 - Rolo escolhido

Para a sua fixação, é necessário adicionar um veio (anexos F) aos rolos, visto que estes terão um movimento rotacional e serão apoiados em rolamentos. Assim, foram escolhidas duas tampas (figura 4.21 e anexos F) para cada um dos rolos. Cada tampa é constituída por um cilindro de aço com 5 mm de altura e 80 mm de diâmetro e o furo com 20 mm de diâmetro. Estas tampas serão soldadas a cada uma das extremidades de cada rolo e o furo tem como objetivo fazer passar um veio, de um lado ao outro do rolo.

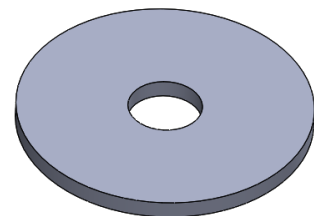


Figura 4.9 - Tampas de suporte do veio

Este veio tem como objetivo suportar os rolos. As pontas do veio que ficam exteriores aos rolos têm comprimentos diferentes, devido à diferença no espaço entre os apoios e o início do rolo. Porém, a distância entre os dois apoios é igual para ambos os rolos e é necessário fazer os cálculos de deformação máxima apenas para um dos veios.

Assim sendo, e para garantir que os rolos funcionam como planeado, foi calculada a deflexão máxima no centro de cada rolo, utilizando a equação 11 [8].

$$\delta_{max} = \frac{5 \times q \times L^4}{384 \times E \times I} \quad (5)$$

Onde: δ_{max} – Deflexão máxima (m);

q – Carga distribuída aplicada nos rolos (N/m);

L – Distancia entre os apoios (0,58 m);

E – Módulo de elasticidade (235×10^9 Pa);

I – Momento de inércia axial (m^4).

Olhando para a equação 11, para calcular o valor de deflexão máxima é necessário calcular os valores da carga distribuída e o momento de inércia da secção tubular. Começando pelo valor da carga distribuída, a carga aplicada é, como foi referenciado no capítulo 3.4, 200 N, distribuída por todo o comprimento do veio (580 mm). Assim:

$$q = \frac{800}{0,58} = 1379.3 \text{ N/m} \quad (6)$$

Relativamente ao momento de inércia da secção tubular, foi utilizada a equação 13 [8] para o determinar:

$$I = \frac{\pi \times r^4}{4} = 7,85 \times 10^{-9} m^4 \quad (7)$$

Onde: I – Momento de inércia axial (m^4);

r – Raio do veio (0,01 m);

Deste modo já é possível calcular o valor de deflexão nos rolos, substituindo os resultados obtidos nas equações 12 e 13 na equação 11.

$$\delta = \frac{5 \times 1379.3 \times 0,58^4}{384 \times 235 \times 10^9 \times 7,85 \times 10^{-9}} = 1.10 \times 10^{-3} \text{ m} \quad (8)$$

Assim sendo, a inequação 15 é verificada e podemos garantir que esta deflexão não compromete o funcionamento do mecanismo.

$$\begin{aligned} \delta &< \frac{L}{500} \\ \Leftrightarrow 1.10 \times 10^{-3} &< 1.16 \times 10^{-3} \end{aligned} \quad (9)$$

Apesar de terem sido feitos os cálculos de deformação para o veio interior, o facto de este ser soldado às tampas traz rigidez ao conjunto, e como a deformação calculada não ultrapassa o valor limite, a deformação aplicada é inferior à calculada.

De modo a garantir que não há escorregamento entre os frutos e os rolos, foi utilizada uma analogia ao processo de laminagem, onde foram feitos os cálculos análogos aos utilizados para garantir a auto-alimentação neste processo [9].

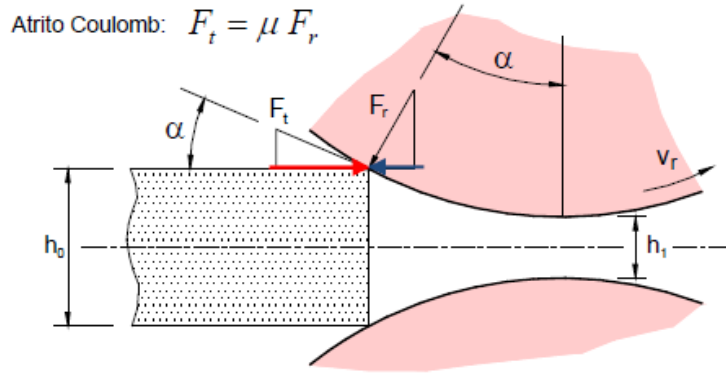


Figura 4.10 - Esquema ilustrativo para o cálculo do raio mínimo necessário para haver auto-alimentação [9]

A figura 4.22 representa o processo de quinagem, e para garantir que existe auto-alimentação, temos de satisfazer a inequação 16 [9]:

$$\begin{aligned}
 F_{tx} &> F_{rx} \\
 \Leftrightarrow F_t \cos(\alpha) &> F_r \sin(\alpha) \\
 \Leftrightarrow \frac{F_t}{F_r} &> \tan(\alpha)
 \end{aligned} \tag{10}$$

Sabendo que $F_t = \mu F_r \Leftrightarrow \frac{F_t}{F_r} = \mu$ [9], foi utilizado um valor de coeficiente de atrito de 0,4. Este valor foi escolhido com base no valor de coeficiente de atrito entre o aço e a madeira.

Deste modo:

$$\begin{aligned}
 \mu &> \tan(\alpha) \\
 \Leftrightarrow \alpha &< 21,8^\circ
 \end{aligned} \tag{11}$$

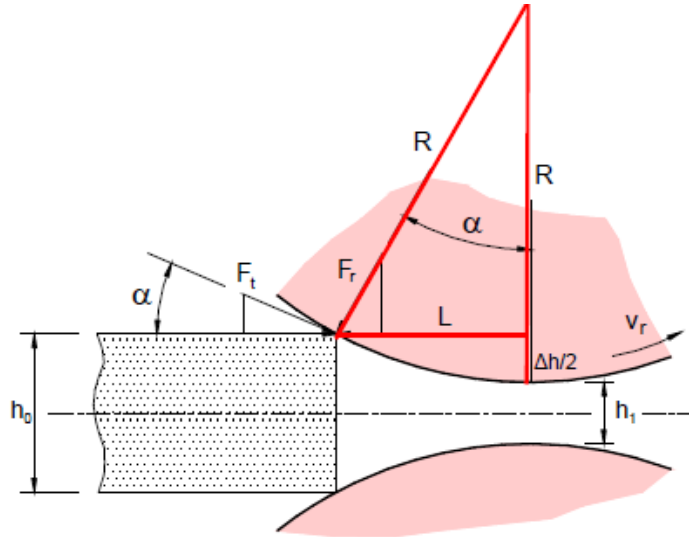


Figura 4.11 - Esquema ilustrativo para o cálculo do raio mínimo necessário para haver auto-alimentação [9]

Olhando agora para a figura 4.23, chega-se à conclusão que:

$$\begin{aligned}
 R \times \cos(\alpha) &= R - \frac{\Delta h}{2} \\
 \Leftrightarrow R &= \frac{\Delta h}{2} \times \frac{1}{1 - \cos(\alpha)}
 \end{aligned} \tag{12}$$

No mecanismo a projetar o valor de Δh não é constante, e, de modo a garantir que o raio calculado é o raio mínimo para toda a gama de valores, foi utilizado o maior valor de redução aplicado, que corresponde a 6 mm. Deste modo, o raio mínimo para garantir que se verifica auto-alimentação é de 41,9 mm. Apesar deste valor ser superior ao raio dos rolos escolhidos, haverá escorregamento apenas numa pequena gama de frutos e este não comprometerá o funcionamento para uma grande maioria dos frutos processados pelo mecanismo.

Por fim, o veio dos rolos necessita ainda de ser toleranciado, visto que tem um ajustamento específico em relação ao anel interior do rolamento [10]. Para tal, foram consultadas as tabelas do fornecedor e foi decidido utilizar uma tolerância normalizada h6 no diâmetro do veio (anexo H – Desenhos de peças).

4.4.4. Mecanismo de regulação

Como foi mencionado anteriormente, é necessário projetar um mecanismo que permita o ajuste do espaçamento entre os rolos, de modo a aumentar o leque de frutos que o mecanismo consegue descascar. Assim, foi escolhido um mecanismo com um parafuso, em que o seu movimento rotativo altera o posicionamento do ponto de apoio de uma das extremidades do rolo motriz.

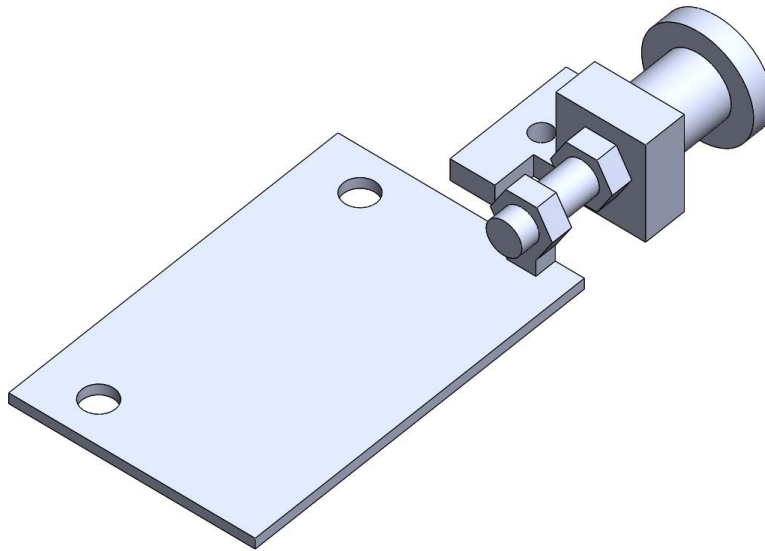


Figura 4.12 - Mecanismo que permite a regulação da distância entre os rolos

Este mecanismo (representado na figura 4.24) é constituído por um parafuso de grandes dimensões, uma guia para o parafuso e uma chapa com uma porca M16 soldada. Devido à necessidade de deslocar o apoio 4,75 mm, foi escolhido um parafuso com um passo de 2 mm, permitindo assim um rigor elevado na regulação do mesmo. Relativamente ao diâmetro do parafuso, este não é um fator relevante para o funcionamento do mecanismo, sendo assim escolhido um parafuso M16. Para que o mecanismo funcione na perfeição, é necessário assegurar que este se encontra sempre na mesma posição em relação à sua guia, e para tal é utilizada uma porca que aperta o parafuso contra a guia, mantendo-o assim fixo à mesma. Foi ainda necessário soldar um pequeno apoio, com 8 mm de altura, entre a chapa e a porca, com o objetivo de manter o parafuso alinhado.

Após escolhida a posição desejada, é necessário proceder à fixação do rolo, e, para tal, são utilizados dois parafusos M10 de classe 5.8. Para garantir que a ligação aparafusada é suficiente para fixar o rolo, foi calculada a tensão exercida nos parafusos [11].

$$\begin{aligned} E &\leq \mu F \\ 800 &\leq 0,3F \\ \Leftrightarrow F &\geq 2666,7 \text{ N} \end{aligned} \tag{13}$$

$$\begin{aligned} \sigma &= \frac{F}{A} \\ \Leftrightarrow A &= \frac{F}{\sigma} = \frac{2666,7/2}{448 \times 10^6} = 2,98 \text{ mm}^2 \end{aligned} \tag{14}$$

Onde: E – Força aplicada nos rolos ao quebrar a casca dos frutos (200 N)

F – Força de aperto do parafuso;

μ – Queficiente de atrito entre o aço (0,3);

σ – Tensão admissível do parafuso (448 MPa);

A – área da secção do parafuso[11].

O valor de área a que cheguei é inferior à área transversal dos parafusos escolhidos [11], garantindo assim que estes funcionam como previsto.

4.4.5. Recolha de frutos não selecionados pelas guias

No mecanismo a projetar, existem vários fatores que fazem com que alguns frutos não sejam selecionados pelas guias. Seja por um fruto ter dimensões superiores aos valores previstos, ou por, naquela passagem, as guias estejam com um espaçamento entre elas demasiado pequeno, existem exemplares que são rejeitados pelas guias e seriam desperdiçados. Com o objetivo de reaproveitar estes frutos, foi criado um pequeno conjunto, representado na figura 4.25, composto por três elementos.

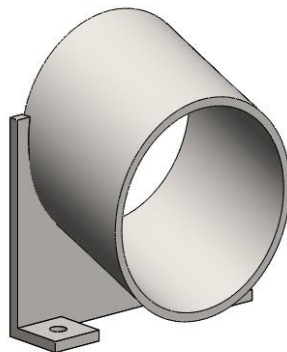


Figura 4.13 - Tubo de recolha de frutos não selecionados pelas guias

Um dos elementos deste conjunto é uma chapa, com as dimensões e geometria indicadas no anexo H. Este componente tem como objetivo suportar um tubo (o seu desenho técnico encontra-se no anexo H – Desenhos de peças). Estes dois componentes serão soldados entre si, enquanto este conjunto será aparafusado à estrutura do mecanismo, na posição ilustrada na figura 4.26. Para além destes dois componentes, foi decidido utilizar um tubo flexível de alumínio, em que a sua fixação ao tubo fixo será feita através da colocação de braçadeiras.

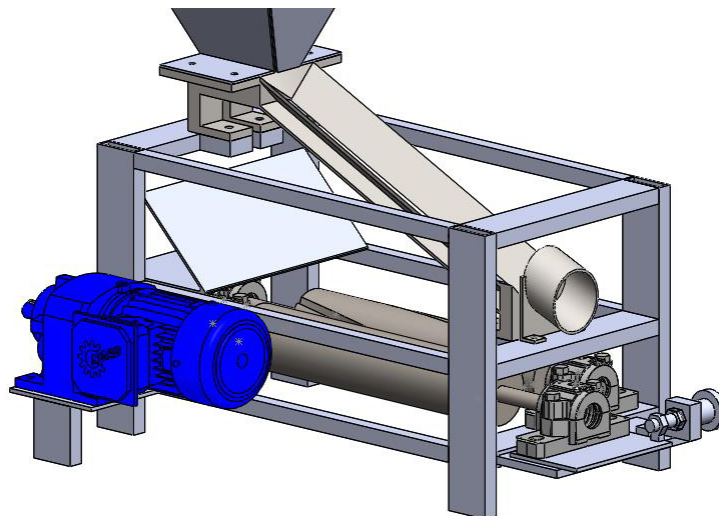


Figura 4.14 - Ilustração da zona de montagem do tubo de recolha de frutos não selecionados pelas guias

O funcionamento deste conjunto não é posto em questão (ao utilizar um método de fixação tão fraco), visto que não serão exercidos quaisquer esforços em nenhum dos seus componentes. Tanto o facto de este componente ser de fácil acesso como a fácil montagem e desmontagem do tubo flexível, este componente torna-se bastante fácil de substituir, não precisando de tubo muito resistente. Outra vantagem relacionada com a flexibilidade deste componente é que a sua extremidade solta pode ser facilmente colocada num contentor (balde ou tabuleiro), dando assim versatilidade ao mecanismo.

4.4.6. Estrutura

Tal como a grande maioria dos mecanismos existentes no mundo da indústria, foi necessário criar um componente com o objetivo de suportar todos os restantes, bem como os esforços neles aplicados.

Para desempenhar a função de suporte, foi projetado o conjunto representado na figura 4.4 (anexo G).

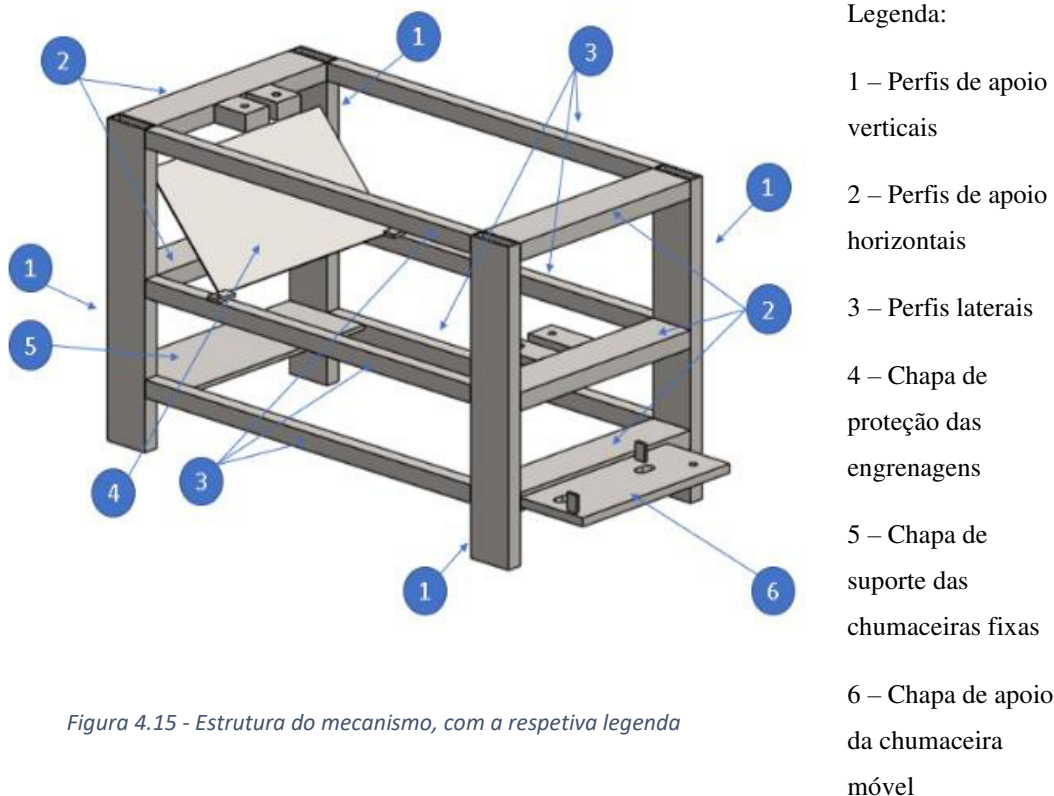


Figura 4.15 - Estrutura do mecanismo, com a respetiva legenda

Este conjunto trata-se de um conjunto de perfis – quadrados ou retangulares – soldados entre si, de modo a obter uma geometria sólida e estável. São ainda soldadas várias chapas, com o objetivo de fixar ou suportar outros componentes. Estas chapas são utilizadas em casos onde os esforços aplicados não justificam a utilização de perfis tão robustos.

Para facilitar a produção deste componente, foram escolhidos vários perfis de secção igual, tendo apenas comprimentos diferentes e furos ou apoios acoplados. Assim, no momento de aquisição dos perfis, podem ser comprados poucos perfis diferentes e basta aplicar-lhes uma tecnologia de corte, dependendo da disponibilidade no momento de produção.

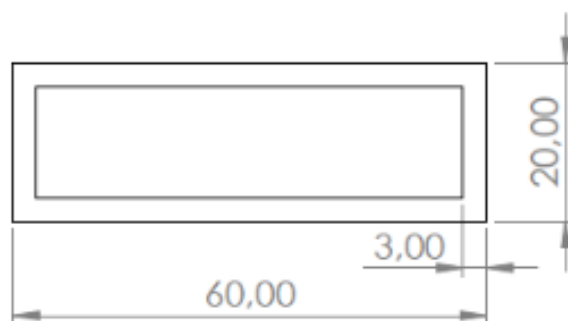


Figura 4.16 - Perfil utilizado para as vigas de apoio verticais e para as vigas de suporte das chumaceiras

Assim, foram escolhidos para os cantos da estrutura (nº 1 na figura 4.4) o perfil representado na figura 4.5 com 355 mm de comprimento, onde foram considerados dois fatores condicionantes para a sua escolha. O facto destes perfis serem os únicos no sentido vertical, faz com que todos os esforços são, de alguma forma, transmitidos para estes. A sua orientação veio ainda a ser vantajosa para a fixação de outros perfis, tornando-se ainda mais conveniente ter um perfil de secção maior. Todos os perfis nas restantes direções serão soldados a estes, sendo eles o principal suporte do mecanismo. Como estes serão os únicos componentes em contacto com o solo, é necessário colocar tampas de borracha na sua extremidade inferior, de modo a impedir que terra ou outros detritos se acomodem dentro das mesmas.

Outros componentes que suportam esforços são os componentes nº 2 da figura 4.4. Estes quatro componentes são vigas de perfil semelhante ao anterior com 290 mm de comprimento. Apesar de não suportarem grandes esforços, tem a função de dar estabilidade ao conjunto. Estes perfis são ainda responsáveis pela fixação das guias. As guias estarão fixadas (através de uma ligação aparafusada) aos suportes indicados nas figuras 4.6 e 4.7 (anexo H).

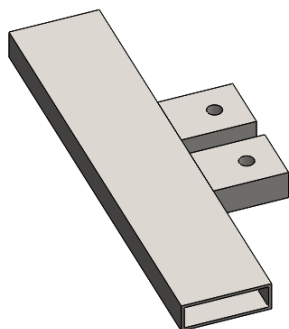


Figura 4.17 - Apoios superiores das guias

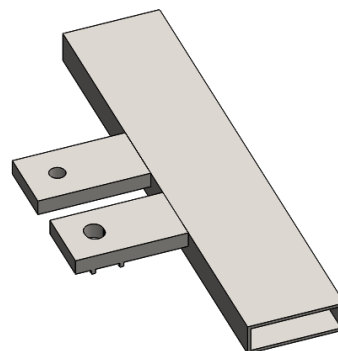


Figura 4.18 - apoios inferiores das guias

Estes suportes serão fixados aos perfis de número 2 indicado na figura 4.4 utilizando qualquer processo de soldadura. Dependendo da disponibilidade no momento de confecção do equipamento, pode ser utilizado soldadura MAG ou mesmo soldadura por pontos – visto que não serão aplicados grandes esforços nas guias. É de notar que ao contrário dos três restantes apoios, o suporte inferior da guia móvel tem de permitir o seu ajustamento. Para tal, o furo tem de ser um furo rasgado (facilmente obtido com um engenho de furar). Para além desta modificação, têm ainda de ser soldadas duas guias na sua face inferior (indicado na figura 4.8). Estas guias têm como objetivo impedir o movimento da porca de aperto, permitindo assim ajustar a distância entre as guias apenas com a utilização e uma chave de bocas comum.

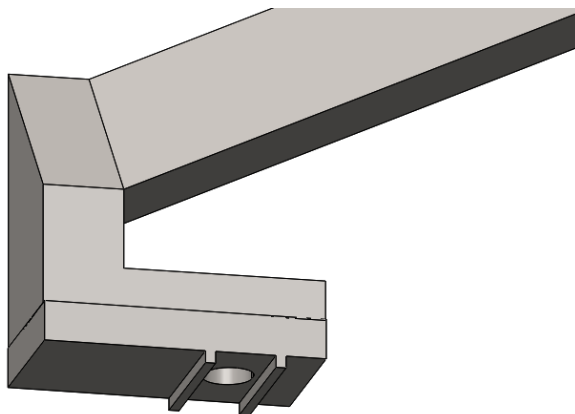


Figura 4.19 - Pormenor concebido para permitir a regulação da guia móvel apenas com a utilização de uma chave

Serão ainda soldados aos perfis verticais seis perfis (nº 3 na figura 4.4) de dimensões indicadas na figura 4.9 e 520 mm de comprimento. Não existem grandes esforços aplicados nestes perfis, tornando-se assim desnecessário um perfil tão robusto como o utilizado para os suportes verticais. Estes perfis têm principalmente a função de tornar a estrutura sólida, pois vários esforços externos vão ser aplicados no mecanismo e a sua estrutura necessita de ter estabilidade.

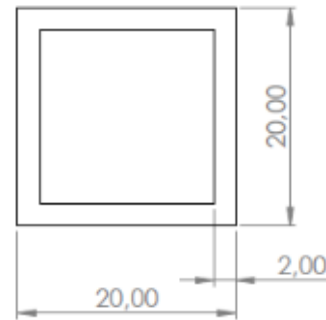


Figura 4.20 - Perfil utilizado nas vigas laterais.

O componente indicado com o número 4 na figura 4.4 (anexo H) trata-se de uma chapa com um pequeno apoio de cada lado (um pequeno pedaço de chapa com um furo, de modo a permitir a sua fixação aos perfis laterais). Este componente tem a função de proteger o sistema de engrenagens responsável pela transmissão do movimento entre rolos.

Por fim serão soldados os suportes das chumaceiras. As chumaceiras do lado esquerdo (na figura 4.4) serão apoiadas numa chapa (anexo H) de espessura 5 mm. No momento de quebra das amêndoas, a força aplicada no fruto cria um par ação-reação no rolo. Esse esforço aplicado no rolo é transmitido para o corpo rígido que o suporta, sendo esse corpo a chapa em questão. Relativamente ao apoio do lado direito, uma das chumaceiras encontra-se fixa enquanto a chumaceira que apoia o rolo móvel tem de realizar um pequeno movimento de translação. Para suportar o mecanismo de regulação (descrito e ilustrado no capítulo 4.4.5) foi projetada a chapa ilustrada na figura 4.10.

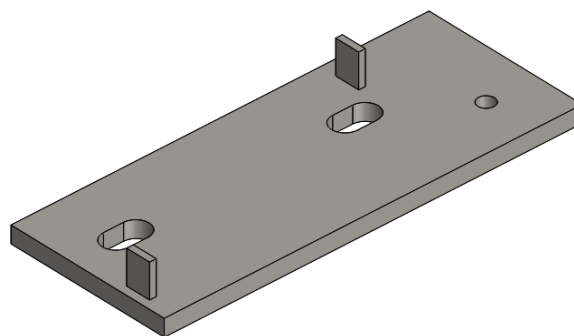


Figura 4.21 - Chapa de apoio da chumaceira móvel

Esta chapa tem uma espessura de 10 mm e tem três furos e duas pequenas chapas soldadas verticalmente (mais uma vez, o método de soldadura a utilizar depende da disponibilidade no momento de conceção da estrutura). Os batentes soldados verticalmente têm como objetivo restringir o movimento do rolo móvel, de modo a garantir que os valores de deformação aplicados são os que foram determinados na fase experimental do projeto. Assim, as cotas indicadas no desenho desta chapa (anexo H) são as essenciais a garantir no momento em que os batentes são soldados.

Relativamente aos esforços aplicados neste conjunto, a chapa de apoio das chumaceiras fixas é um componente que suporta tanto o peso dos rolos como os esforços realizados entre eles. De modo a garantir que a deformação causada nesta chapa não altera o funcionamento do mecanismo, foram calculados os valores de deformação na chapa. De modo a entender o comportamento desta chapa, foi adotado o exemplo indicado na figura 4.11. Este exemplo trata uma viga, com um apoio fixo na extremidade esquerda e apoio deslizante na extremidade direita.

Nessa viga são aplicadas diretamente as duas forças \vec{P} . Estas forças são de igual intensidade e representam o peso dos rolos e das chumaceiras. Para além destas, existem ainda as forças \vec{F} aplicadas. Estas forças correspondem à força que os frutos exercem nos rolos no momento em que a casca se quebra. A força \vec{F} , multiplicada pela distância entre o centro do rolo e a chapa, origina o momento M .

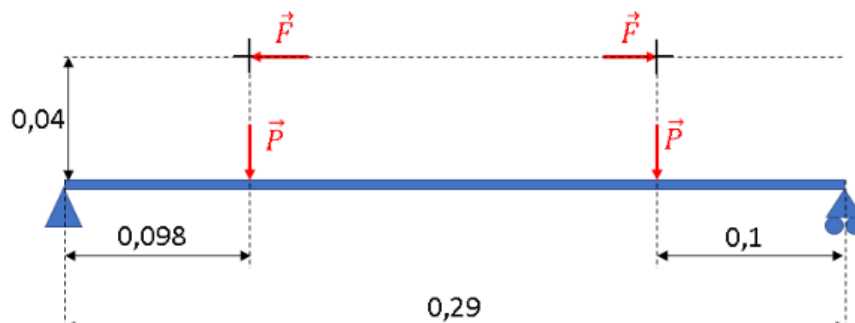


Figura 4.22 - Representação dos esforços realmente aplicados (em metros)

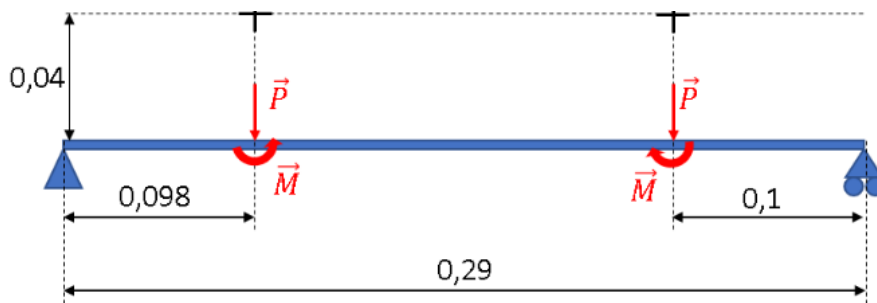


Figura 4.23 - Representação dos esforços aplicados na chapa (em metros)

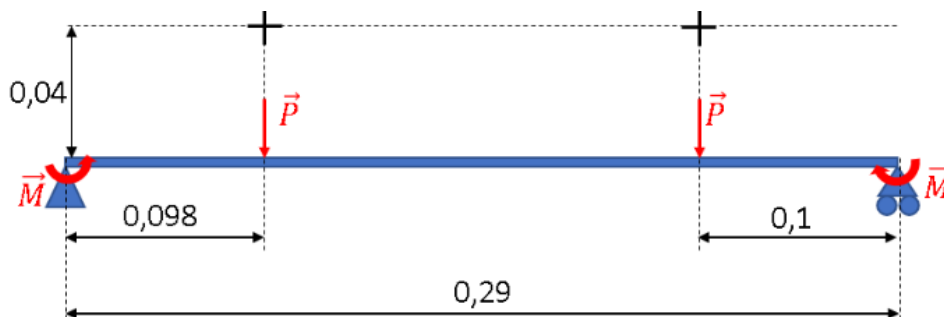
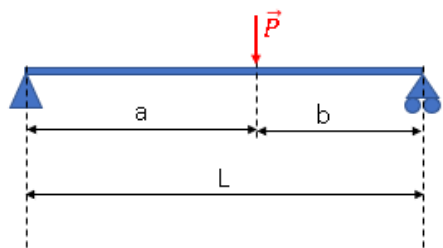


Figura 4.24 - Aproximação utilizada no cálculo da deformação (em metros)

Apesar de este ser um modelo que representa melhor a realidade (figura 4.12), seria necessário calcular as funções de esforço transversal e momento fletor para toda a chapa. Porém este estudo tem como objetivo a observação da deformação em pontos e não a função que a traduz. Assim, foi utilizada a aproximação ilustrada na figura 4.13. Ao utilizar esta aproximação estamos a aumentar os valores de deslocamento máximo, não cometendo assim nenhum erro que comprometa o resultado obtido.

Foi utilizado o método de sobreposição para calcular a deformação exercida por cada um dos carregamentos, e no final os valores de deslocamento de cada ponto foram somados. Com uma análise da configuração dos esforços, foi decidido calculá-los para o centro da chapa ($x = 145 \text{ mm}$) e para os dois pontos de aplicação das forças \vec{P} . ($x = 98 \text{ mm}$ e $x = 190 \text{ mm}$).

As equações apresentadas na figura 4.14 dão-nos o valor da deformação num determinado ponto quando há uma força não centrada na viga[8].



$$\delta = \frac{P \times a^2 \times b^2}{3 \times E \times I \times L} \quad \text{se } x = a$$

$$\delta = \frac{P \times b}{6 \times E \times I \times L} \times (x^3 - (L^2 - b^2)x) \quad \text{se } x < a$$

Figura 4.25 - Esquema utilizado para o cálculo da deformação proveniente de uma força [8]

Onde: δ – Deformação (m);

P – Intensidade da força \vec{P} (N)

a e b – medidas referentes à figura 4.14 (m);

E – Módulo de elasticidade ($235 \times 10^9 \text{ Pa}$);

I – Momento de inércia da secção da chapa (m^4);

L – Comprimento da chapa (m);

x – Posição a avaliar (m).

Assim sendo, foram calculadas as duas parcelas em falta, sendo elas a intensidade da força \vec{P} (equação 5) e o valor do momento de inércia da chapa (equação 6) [8]. Os valores de massa utilizados foram retirados do software SolidWorks.

$$P = \left(\frac{m_{rolo}}{2} + m_{chumaceira} \right) \times 9.81 = 50.5 \text{ N} \quad (15)$$

$$I = \frac{b \times h^3}{12} = 1,25 \times 10^9 \text{ m}^4 \quad (16)$$

Onde: b – Largura da chapa (0,12 m)

h – Espessura da chapa (0,005 m)

Deste modo é agora possível calcular o valor de deformação previsto (num caso em que apenas uma força \vec{P} é aplicada) nos 3 pontos antes referenciados:

- Em $x = 0,098 \text{ m}$
 $\rightarrow \delta_{p1} = -70 \times 10^{-6} \text{ m}$
- Em $x = 0,145 \text{ m}$
 $\rightarrow \delta_{p2} = -75,07 \times 10^{-6} \text{ m}$
- Em $x = 0,190 \text{ m}$
 $\rightarrow \delta_{p3} = -20,49 \times 10^{-6} \text{ m}$

Com o ponto de aplicação de ambas as forças \vec{P} é quase à mesma distância do centro da chapa, foi assumido que a deformação aplicada no ponto $x=0,098 \text{ m}$ causa um deslocamento no ponto $x = 0,19 \text{ m}$ igual ao deslocamento no ponto $x=0,098 \text{ m}$ causado pela força aplicada no ponto $x = 0,19$. Relativamente ao ponto central ($x=0,145 \text{ m}$) a o deslocamento provocado pelas duas forças é aproximadamente o mesmo.

Olhando agora para as deformações causadas pelos momentos, foi utilizada a expressão apresentada na figura 4.15 [8].



$$\delta = -\frac{M}{6 \times E \times I \times L} \times (x^3 - L^2 \times x)$$

Figura 4.26 - Esquema utilizado para o cálculo da deformação proveniente de um momento [8]

Onde: δ – Deformação (m);

M – Valor do momento M (N m);

E – Módulo de elasticidade (235×10^9 Pa);

I – Momento de inércia da secção da chapa (m^4);

L – Comprimento da chapa (m);

x – Posição a avaliar (m).

Para realizar o cálculo nos três pontos a avaliar foi necessário calcular o valor do momento M (equação 7). A força \vec{F} tem intensidade de 200 N e teria de ser dividida pelos dois apoios do veio. Porém, e com o objetivo de sobredimensionar o componente, foram considerados os 200 N de força aplicados em cada apoio.

$$M = F \times z = 8 \text{ Nm} \quad (17)$$

Onde: F – Módulo da força \vec{F} (200 N);

z – Distância entre o ponto de apoio da força e a chapa (0,04 m);

Torna-se assim possível calcular o deslocamento causado pela aplicação de um momento nos pontos a analisar:

- Em $x = 0,098$ m
 $\rightarrow \delta_{M1} = 114,28 \times 10^{-6} \text{ m}$
- Em $x = 0,145$ m
 $\rightarrow \delta_{M2} = 143,16 \times 10^{-6} \text{ m}$
- Em $x = 0,190$ m
 $\rightarrow \delta_{M3} = 142,76 \times 10^{-6} \text{ m}$

Mais uma vez, devido ao posicionamento dos pontos de aplicação dos esforços, os deslocamentos aplicados pelos momentos voltam a repetir-se do mesmo modo que os deslocamentos aplicados pelas forças.

Deste modo é agora possível calcular o deslocamento causado em cada um dos pontos somando os diferentes valores de deslocamento exercidos por cada esforço. Assim:

$$\delta_1 = \delta_3 = \delta_{P1} + \delta_{P1} + \delta_{M1} + \delta_{M3} = 166,55 \times 10^{-6} \text{ m} \quad (18)$$

$$\delta_2 = 2 \times \delta_{P2} + 2 \times \delta_{M2} = 138,18 \times 10^{-6} \text{ m} \quad (19)$$

Ao olhar para estes valores, escolheu-se o valor de deformação aplicado nos pontos $x=0,098$ m e $x=0,19$ m como pontos onde ocorre a flecha máxima da chapa. Assim, o valor de deformação determinado foi comparado com o limite $\frac{L}{500}$.

$$\begin{aligned}\delta_1 &< \frac{L}{500} \\ \Leftrightarrow 166,55 \times 10^{-6} &< 580 \times 10^{-6}\end{aligned}\quad (20)$$

Como se verifica na inequação 10, podemos garantir que a deformação aplicada neste componente não compromete o funcionamento do mecanismo.

4.5. Processo de montagem

Como já foi referenciado anteriormente, todos os componentes do mecanismo em questão serão fixados à sua estrutura. Antes de começar a fixar os componentes à estrutura, é necessário fixar os componentes de transmissão aos rolos. Assim, começar-se-á por colocar as chavetas, uma em cada rolo, com o objetivo de fixar as engrenagens. Após colocadas as chavetas, proceder-se-á à colocação das engrenagens. De seguida, já é possível fazer a fixação dos rolamentos nos veios, bem como a fixação dos rolamentos ao corpo das chumaceiras. Este sub-conjunto encontra-se ilustrado na figura 4.27.

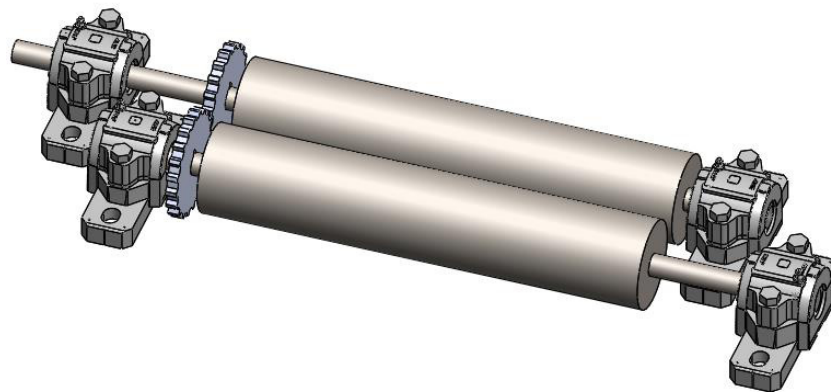


Figura 4.27 - Sub-conjunto constituído pelos rolos, chumaceiras e engrenagens

Após todos estes componentes fixados, pode-se agora proceder à fixação das chumaceiras à estrutura do mecanismo. Três das quatro chumaceiras serão fixadas diretamente à estrutura, através de parafusos M6 de classe 4.8. A quarta chumaceira não será diretamente fixada à estrutura. Entre a estrutura e a chumaceira é colocada a chapa do mecanismo de regulação dos

rolos (como é demonstrado na figura 4.28). Este componente só será fixado na sua totalidade quando o mecanismo se encontrar na posição desejada pelo operador. Porém, apesar de não ser

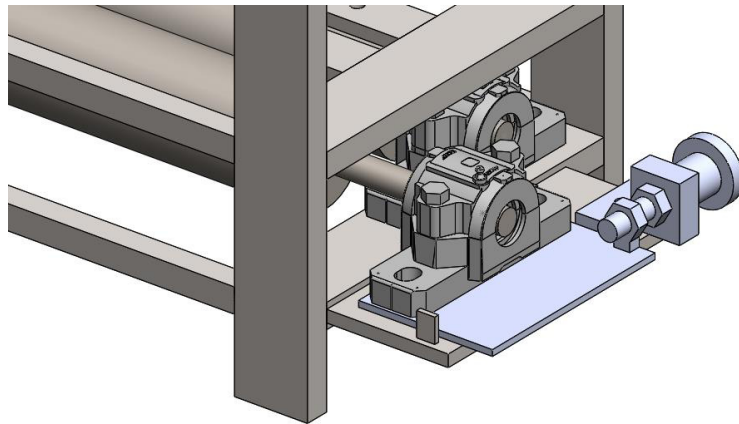


Figura 4.28 - Disposição do mecanismo de regulação dos rolos

totalmente fixada, há a necessidade de colocar os parafusos e porcas, garantindo que este se encontra na posição desejável. Depois de minimamente fixada, pode então colocar-se a guia do parafuso sem fim e o parafuso em si.

Depois de fixados os rolos à estrutura, colocar-se-á a roda dentada no rolo motor, esta também fixada por uma chaveta. Após fixados todos os componentes dos rolos, proceder-se-á à colocação da chapa protetora das engrenagens, através de dois parafusos M8 de classe 4.8.

Caso vá ser utilizado um motor robusto (como o escolhido neste projeto), e necessário utilizar o seu suporte. Este sub-conjunto (representado na figura 4.29, juntamente com o motorreductor) é aparafusado à lateral do mecanismo e assim já se pode proceder à fixação do motorreductor.

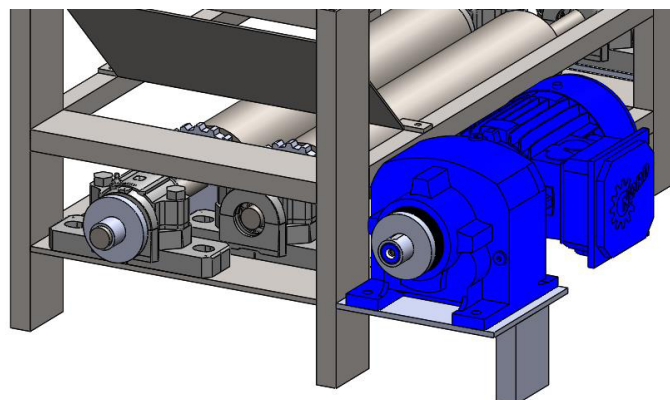


Figura 4.29 - Apoio do motorreductor e representação das rodas-dentadas que conduzem a corrente de transmissão

Com todos os componentes relativos aos rolos montados, é agora altura de fixar as guias. Estas guias serão fixadas à estrutura do mecanismo através de parafusos M8 de classe 4.8. O parafuso inferior da guia móvel não será totalmente aparafusado, pois este só leva o aperto final quando as guias se encontram na posição desejada pelo operador. Após de montar as guias, é agora possível montar o coletor. Este componente é montado aos orifícios presentes na parte superior das guias, com a utilização de parafusos M8 de classe 4.8. Mais uma vez, os parafusos do lado na guia móvel não podem ser totalmente apertados, para permitir o movimento da guia móvel.

Por fim, é colocado o sistema responsável pela recolha dos frutos não seleccionados (o conjunto do tubo e apoio devem ser previamente soldados). Assim, este conjunto é aparafusado à estrutura e posteriormente é fixado o tubo flexível através de braçadeiras. Neste momento já se encontram todos os componentes ligados ao mecanismo, tendo este a geometria ilustrada na figura 4.30 (anexo G).

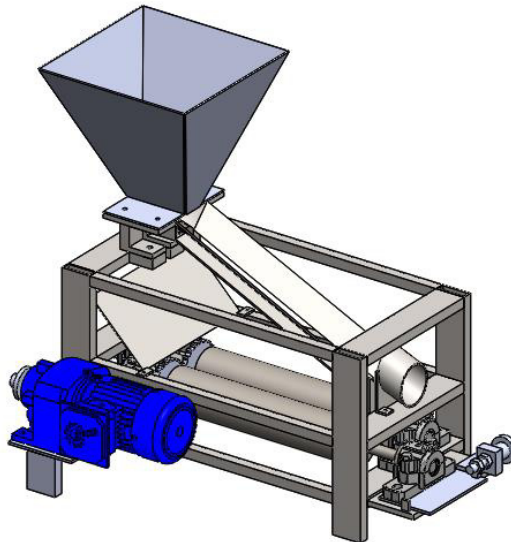


Figura 4.30 - Mecanismo totalmente montado

Posteriormente, apenas será necessário ligar o motor à sua fonte de rendimento, colocar a ponta solta do tubo flexível num contentor e um tabuleiro por baixo dos rolos. Assim, a máquina encontra-se totalmente pronta para realizar os seus requisitos.

5. Conclusão

5.1. Conclusões

O estudo apresentado no presente documento teve como objetivo percorrer todas as fases de projeto de qualquer tipo de equipamento. Ao percorrer essas fases, foram tiradas várias conclusões, tanto em aspectos relacionados com a fase experimental do projeto como na fase de desenvolvimento e dimensionamento em si. Quanto à fase experimental, foram tiradas todas as conclusões apresentadas no capítulo 3.4, tal como o deslocamento necessário para quebrar a casca do fruto. Esta conclusão permitiu, na fase de projeto do mecanismo, tomar decisões relativas ao espaçamento entre as guias, permitindo assim fazer a seleção dos frutos por dimensão. Relativamente ao ensaio de força, foi devido aos resultados obtidos neste teste que foi possível determinar a força necessária para quebrar vinte frutos em simultâneo. Esses resultados foram depois utilizados na escolha do motor.

Foi graças aos resultados obtidos na fase experimental que foi possível afirmar que se espera um rendimento de aproximadamente 60% (utilizando o mecanismo projetado para descascar os frutos utilizados no ensaio, 60% dos frutos seriam descascados com sucesso). Ao começar com as guias com uma menor distância entre si, grande parte dos frutos seguem para a fase onde não foram selecionados pelas guias e podem assim ser utilizados numa segunda passagem. Por outro lado, ao utilizar uma distância entre rolos maior nas primeiras passagens, faz com que vários frutos não sejam quebrados na primeira vez que estão a ser processados pelo mecanismo, sendo assim possível fazê-los passar por uma segunda passagem, desta vez com uma distância entre rolos mais reduzida.

No que toca à fase de projeto do mecanismo, uma das conclusões obtidas foi que muitos dos componentes existentes nos fornecedores pesquisados são produzidos para suportar esforços bastante superiores aos exercidos no mecanismo projetado. Porém, a facilidade de acesso a estes componentes é um fator positivo no seu projeto. Um exemplo bastante evidente é a potência do motor escolhido. Esta potência é bastante superior à necessária para que mecanismo funcione como planeado, mas foi difícil encontrar motores com uma potência inferior à utilizada. Os conjuntos de chumaceiras e rolamentos também conseguem suportar esforços bastante superiores aos aplicados, mas, mais uma vez, aqueles foram dos poucos conjuntos encontrados com as restantes condições necessárias para a montagem dos rolos.

Relativamente aos processos de transformação utilizados (maioritariamente soldadura MAG), existiam opções mais adequadas, caso o objetivo deste projeto fosse um mecanismo para produção em grande escala ou mesmo de um equipamento altamente sofisticado. Como o objetivo

é projetar um mecanismo económico e com pouco volume de produção, foram adotadas técnicas de produção menos precisas, mas com menos custos associados. Todos os cálculos efetuados e componentes escolhidos tiveram em conta os requisitos mínimos. Assim, caso haja outros componentes menos dispendiosos, mas que ainda assim consigam satisfazer os requisitos calculados, estes componentes podem ser utilizados sem quaisquer problemas. Caso haja diferença na fixação destes componentes, a estrutura do mecanismo foi projetada de modo a ser relativamente fácil adicionar novos furos com o objetivo de fixar outros componentes.

No final da realização deste projeto, foi de notar que existem ainda vários pontos a alterar onde é possível aumentar o sucesso do mecanismo, bem como a sua facilidade de produção e manutenção. Estes dois fatores são de uma importância bastante elevada e podem vir a ser estudados em trabalhos futuros.

5.2. Propostas de trabalhos futuros

Apesar de o mecanismo projetado no presente documento ser totalmente funcional, existem ainda alguns parâmetros que poderiam ser melhorados. Os aspetos apontados neste capítulo podem vir a fazer com que o mecanismo projetado tenha ainda uma maior taxa de sucesso, tal como um menor custo de produção associado.

Relativamente aos ensaios experimentais realizados, existia outro teste que seria proveitoso fazer. Este ensaio teria como objetivo encontrar o ângulo de atrito entre a casca da amêndoa e o aço dos rolos. Ao saber este ângulo, o dimensionamento dos rolos teria como base os resultados obtidos nesse ensaio. Ainda relativamente ao dimensionamento dos rolos, o facto de os seus eixos não serem paralelos trouxe bastantes complicações na conceção dos sistemas de transmissão. Se os rolos tivessem uma geometria cónica – em vez de cilíndrica – os seus eixos estariam paralelos e o mecanismo funcionava. Porém, teria de se adaptar o sub-mecanismo de regulação dos rolos. Esta transformação também aumentaria o preço de fabrico dos rolos (um perfil cilíndrico é mais económico do que um tubo cónico).

Ao longo da realização de ambos os processos experimentais, foi notado que, muitas vezes, apesar da casca do fruto estar quebrada, esta não se separa totalmente do miolo. Assim, era proveitoso acrescentar ao mecanismo projetado um sub-mecanismo com essa função. Para tal, poderia ser utilizado um cilindro com pás giratórias no seu interior. As colisões dos frutos (com a casca já quebrada, mas ainda acoplada ao seu miolo) entre si e com as próprias pás fazem com que a casca acabe por se separar do miolo, poupando assim trabalho ao operador.

Existe também outro parâmetro a melhorar neste trabalho. O miolo da amêndoa está coberto por uma película fina que também tem de ser retirada. O mecanismo projetado no presente documento não tem qualquer ação nessa película, e seria benéfico acrescentar um sub-mecanismo com esse fim. Um exemplo seria forçar o miolo do fruto a passar por uma série de escovas. Assim, quando o miolo é friccionado pelas escovas, a película desacopla-se do miolo, deixando este totalmente pronto para consumo.

Para além destes sub-conjuntos, a utilização de, tanto proteções laterais (com o intuito de tornar este mecanismo mais seguro) como uma rede para direccionar os frutos (presa às guias, com o objetivo de garantir que estes são processados com uma distância entre rolos ideal) também traria benefícios ao projeto.

Outro fator considerado importante é a alimentação do mecanismo. O mecanismo projetado neste documento é alimentado por um motor que consome corrente trifásica, mas seria proveitoso conseguir alimentar o mecanismo de outra forma. A maioria dos produtores agrícolas, mesmo com pequenas áreas de produção, possuem um trator agrícola. Estes são uma ótima fonte de movimento e seria interessante desenvolver uma forma de conectar o mecanismo ao trator agrícola, deixando assim de ser necessário a aquisição de um motor. Outras fontes de alimentação poderiam ainda ser utilizados, tais como motores de corrente monofásica de 240V (devido à facilidade no acesso a este tipo de corrente comparativamente à corrente trifásica), visto que os requisitos a satisfazer pelo motor são facilmente conseguidos com a utilização de qualquer outro motor. Seria ainda possível conseguir um sistema redutor que se acopla a um berbequim ou mesmo a uma manivela. Assim, conseguíamos novamente reduzir o custo de fabrico do mecanismo, aumentando a sua procura e versatilidade.

Referências Bibliográficas

- [1] R. C. CIENT, *MANUAL TÉCNICO AMENDOEIRA* : 2017.
- [2] Z. AHMAD, “The uses and properties of almond oil,” *Complement. Ther. Clin. Pract.*, vol. 16, no. 1, pp. 10–12, Feb. 2010.
- [3] “Almondpt – Amêndoas de Portugal * Almonds of Portugal.” [Online]. Available: <https://almondpt.com/>. [Accessed: 14-Feb-2019].
- [4] J. E. BEACH, “Almond- huller,” Oct. 1898.
- [5] F. J. CASINO MARTINEZ, “System for shelling almonds,” Dec. 2014.
- [6] J. V. R. BORRELL, “Shelling-Separating Machine Especially For Almonds And Other soft-shelled nuts,” Dec. 2008.
- [7] J. M. FEILING, “Almond huller,” Apr. 1965.
- [8] J. M. B. B. CARDOSO, “Deslocamentos transversais de vigas.”
- [9] T. G. SANTOS, “Tecnologias de Enformação Plástica,” pp. 1–20.
- [10] L. VEIGA DA CUNHA, *Desenho Técnico*. Fundação Calouste Gulbenkian, 2010.
- [11] A. J. A. MARTINHO, “Órgãos de Máquinas I (Documento de Apoio),” 2012.

ANEXOS

Anexo A – Valores retirados do ensaio de deformação

Lote 1:

Nº	x (mm)	y (mm)	z (mm)	Rotação (°)	Variação x (mm)	Distância (mm)
9	19,4	24,5	37,3	350,0	4,9	14,5
8	19,1	27,7	40,2	370,0	5,1	14,0
7	18,4	25,9	39,9	360,0	5,0	13,4
1	17,5	26,4	47,7	320,0	4,4	13,0
3	16,1	24,4	46,9	320,0	4,4	11,7
11	14,8	21,2	37,7	320,0	4,4	10,3

Lote 2:

Nº	x (mm)	y (mm)	z (mm)	Rotação (°)	Variação x (mm)	Distância (mm)
4	19,2	24,0	37,4	170	2,4	16,9
7	18,3	22,4	38,1	250	3,5	14,8
3	17,6	26,2	36,8	340	4,7	12,8
1	17,5	27,5	39,9	380	5,3	12,2
12	17,3	22,3	37,7	360	5,0	12,3
32	17,2	19,5	32,0	290	4,0	13,2
5	17,1	26,0	35,2	280	3,9	13,2
6	16,8	24,5	36,2	150	2,1	14,7
11	16,7	23,4	36,2	250	3,5	13,2
29	16,4	22,1	30,8	400	5,6	10,9
36	16,4	21,1	28,4	480	6,7	9,7
8	16,3	22,4	34,1	270	3,8	12,6
41	16,0	19,4	25,6	240	3,3	12,6
24	15,9	23,3	31,9	360	5,0	10,9
42	15,9	19,1	26,7	430	6,0	9,9
38	15,7	20,0	28,8	390	5,4	10,2
34	15,5	19,5	31,3	200	2,8	12,8
27	15,4	20,1	35,6	300	4,2	11,2
33	14,9	20,1	30,5	350	4,9	10,0
28	14,6	19,9	31,8	180	2,5	12,1
39	14,2	18,6	28,9	240	3,3	10,9

Lote 3:

Nº	x (mm)	y (mm)	z (mm)	Rotação (°)	Variação x (mm)	Distância (mm)
7	17,8	22,2	33,8	230	3,2	14,6
8	17,3	24,9	31,4	230	3,2	14,1
2	17,0	24,8	36,8	280	3,9	13,1
10	16,8	24,0	30,9	410	5,7	11,1
9	16,3	24,1	34,6	250	3,5	12,9
4	16,3	25,0	37,7	380	5,3	11,0
3	16,3	24,4	37,2	380	5,3	11,0
5	15,9	23,6	36,5	180	2,5	13,4
20	15,4	19,3	27,1	230	3,2	12,2
11	15,0	21,8	32,9	220	3,1	12,0
13	14,9	22,3	33,7	230	3,2	11,7
18	14,8	20,0	32,5	340	4,7	10,0
12	14,6	19,6	34,9	310	4,3	10,3
17	13,9	20,2	31,2	200	2,8	11,1

Lote 4:

Nº	x (mm)	y (mm)	z (mm)	Posição inicial (°)	Posição final(°)	Variação x (mm)	Distância (mm)
5	18,9	30,0	43,4	115	490	5,2	13,7
30	18,1	26,3	39,0	135	460	4,5	13,6
22	17,7	25,5	38,4	215	430	3,0	14,7
4	17,6	24,4	37,9	215	650	6,0	11,6
3	17,3	24,6	33,9	-	-	-	
7	17,1	24,9	34,9	260	600	4,7	12,3
20	17,0	25,9	36,5	260	550	4,0	12,9
2	16,7	26,0	35,9	270	640	5,1	11,6
17	16,7	27,0	41,6	305	535	3,2	13,5
41	16,6	26,8	35,5	325	595	3,8	12,9
26	16,3	23,6	33,3	290	720	6,0	10,3
29	16,2	24,2	34,7	345	660	4,4	11,8
12	16,1	24,4	35,4	0	310	4,3	11,8
28	16,1	23,1	33,2	30	300	3,8	12,3
27	15,9	22,7	34,1	0	190	2,6	13,2
15	15,7	23,2	33,1	10	270	3,6	12,0
37	15,6	22,3	33,8	40	395	4,9	10,6
42	15,4	22,9	33,1	60	310	3,5	11,9
39	15,1	23,3	30,0	65	350	4,0	11,2
38	14,5	21,7	31,7	115	340	3,1	11,4
21	14,3	20,3	31,5	90	320	3,2	11,1

Notas:

- N° - número do fruto a testar
- x ,y e z – medições segundo os eixos das figuras 3.1 e 3.2;
- Rotação – rotação aplicada no torno necessária para quebrar o fruto;
- Variação x – deslocamento realmente aplicado no fruto (mm);
- Distância – distância final entre as mordentes do torno (mm).
- Os frutos destacados a vermelho representam casos em que o miolo foi danificado.
- O lote 4 tem uma tabela diferente devido a ter sido o primeiro a ser realizado. Depois de o terminar, foi notado que era mais eficiente utilizar a tabela dos restantes testes.

Anexo B – Valores retirados do ensaio de força

Lote 1:

Nº	x (mm)	y (mm)	z (mm)	h (mm)	F (N)
2	19,4	26,8	46,8	20,0	5,1
6	19,0	26,4	40,2	18,0	4,8
5	18,0	26,5	41,5	20,0	5,5
4	16,1	24,9	44,0	18,0	5,1
10	15,3	21,6	39,5	22,0	7,0

Lote 2:

Nº	x (mm)	y (mm)	z (mm)	h (mm)	F (N)
14	18,5	25,2	36,1	20,0	4,4
2	17,9	24,1	36,8	12,0	3,0
18	17,5	25,2	33,0	24,0	6,9
17	17,4	24,9	35,2	20,0	6,1
16	17,2	25,8	33,5	26,0	7,9
25	17,2	21,6	35,0	20,0	5,6
10	16,9	24,6	36,3	28,0	7,9
26	16,8	21,2	34,8	22,0	5,5
19	16,6	22,2	32,3	20,0	5,6
15	16,4	25,7	34,1	26,0	8,9
22	16,3	20,8	33,2	26,0	9,9
23	16,3	24,9	30,7	24,0	7,1
21	15,9	22,5	33,4	22,0	6,5
20	15,9	23,4	34,7	28,0	9,5
9	15,7	24,8	34,5	22,0	8,3
30	15,6	21,4	32,0	22,0	8,0
31	15,5	20,5	33,4	24,0	7,0
37	14,8	21,5	28,9	22,0	7,3
13	14,5	22,8	33,9	24,0	8,9
40	13,7	18,8	27,8	22,0	6,8

Lote 3:

Nº	x (mm)	y (mm)	z (mm)	h (mm)	F (N)
6	16,2	22,6	33,6	32,0	8,9
14	15,8	22,2	32,3	28,0	8,5
15	15,2	21,4	31,0	30,0	9,3
21	14,9	19,0	26,9	30,0	9,5
22	14,9	17,8	26,3	30,0	11,1
19	14,7	19,2	32,0	20,0	7,2
16	14,6	20,9	32,9	28	9,3

Lote 4:

Nº	x (mm)	y (mm)	z (mm)	h (mm)	F (N)
18	18,1	30,6	45,8	26,0	7,0
1	18,0	30,2	43,6	24,0	6,5
33	17,6	27,1	38,6	28,0	7,0
24	17,4	25,6	36,8	28,0	9,0
31	17,1	27,0	37,4	28,0	
14	17,0	24,7	38,4	28,0	8,4
36	16,9	28,9	39,3	24,0	6,9
10	16,7	23,8	33,3	28,0	9,0
9	16,6	23,3	36,1	26,0	7,2
23	16,5	24,3	39,3	24,0	6,9
8	16,2	24,0	34,0	24,0	8,6
19	16,2	25,5	37,6	24,0	7,5
11	16,1	22,7	36,5	26,0	8,2
32	15,9	25,4	38,5	26,0	7,8
40	15,7	23,1	33,4	26,0	7,3
6	15,6	22,9	32,4	26,0	8,0
13	15,4	21,6	31,6	24,0	8,4
25	15,2	22,3	34,4	26,0	8,1
16	14,7	23,7	33,3	26,0	8,6
34	14,4	21,5	32,0	26,0	8,5
35	13,6	20,1	26,0	26,0	8,7

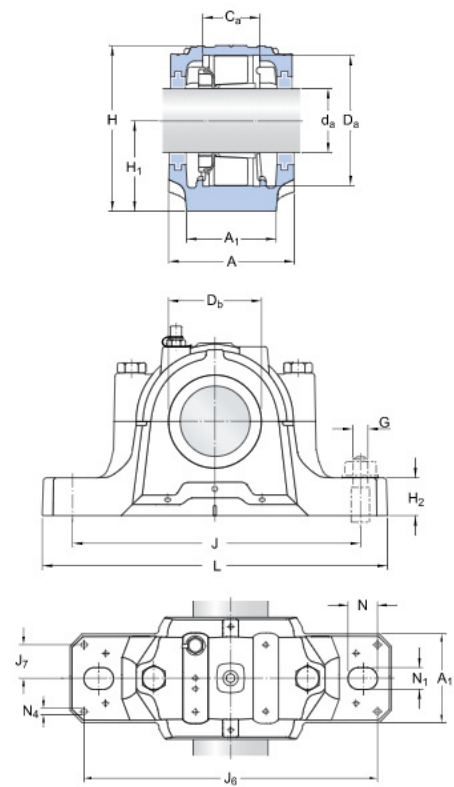
Notas:

- N° - Número do fruto a testar;
- x ,y e z – Medições segundo os eixos das figuras 3.1 e 3.2;
- h – Altura a que foi deixado o peso (mm);
- F – Resultado da força necessária, após a aplicação da equação 2.
- Os valores a negrito representam ensaios em que, testando a altura exatamente anterior à anotada (escala de 2 mm), a casca do fruto demonstrou algumas danificações, mas não se encontrava totalmente quebrada.

Anexo C – Especificações das chumaceiras escolhidas

Chumaceira SKF-SNL 505

Dimensions



d _a	20	mm
C _a	25	mm
D _a	52	mm
D _b	31.5	mm
A	67	mm
A ₁	46	mm
H	74	mm
H ₁	40	mm
H ₂	19	mm
J	130	mm
L	165	mm
N	20	mm
N ₁	15	mm

Dowel pins

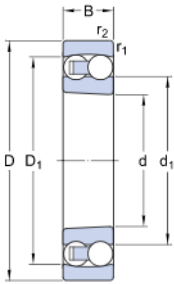
J ₆	152	mm
J ₇	16	mm
N ₄	max. 5	mm

Seal dimensions

A _{2L}	80	mm
-----------------	----	----

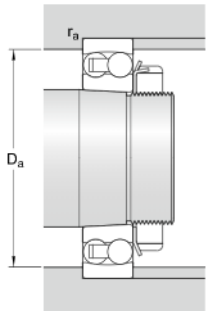
Rolamento SKF-1205K

Dimensions



d	25	mm
D	52	mm
B	15	mm
d ₁	≈ 33.3	mm
D ₁	≈ 44.6	mm
r _{1,2}	min. 1	mm
Tapered bore, taper 1:12		

Abutment dimensions



D _a	max. 46.4	mm
r _a	max. 1	mm

Calculation data

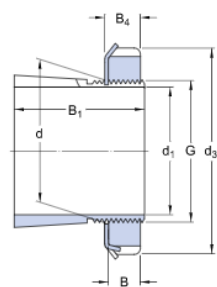
Basic dynamic load rating	C	14.3	kN
Basic static load rating	C ₀	4	kN
Fatigue load limit	P _u	0.21	kN
Reference speed		28000	r/min
Limiting speed		18000	r/min
Permissible angular misalignment	α	2.5	°
Calculation factor	k _r	0.04	
Calculation factor	e	0.28	
Calculation factor	Y ₀	2.5	
Calculation factor	Y ₁	2.2	
Calculation factor	Y ₂	3.5	

Mass

Mass bearing	0.14	kg
--------------	------	----

Bucha de fixação SKF-H 205

Dimensions



d_1	20	mm
d	25	mm
d_3	38	mm
B_1	26	mm
B	7	mm
B_4	8	mm
G	M 25x1.5	

Mass

Mass adapter sleeve assembly

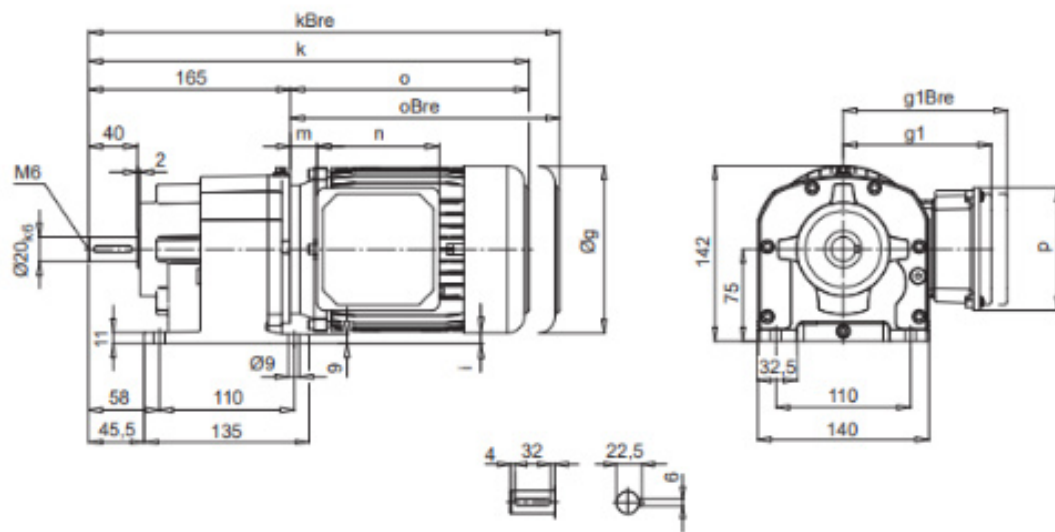
0.08 kg

Anexo D – Motorreductor escolhido

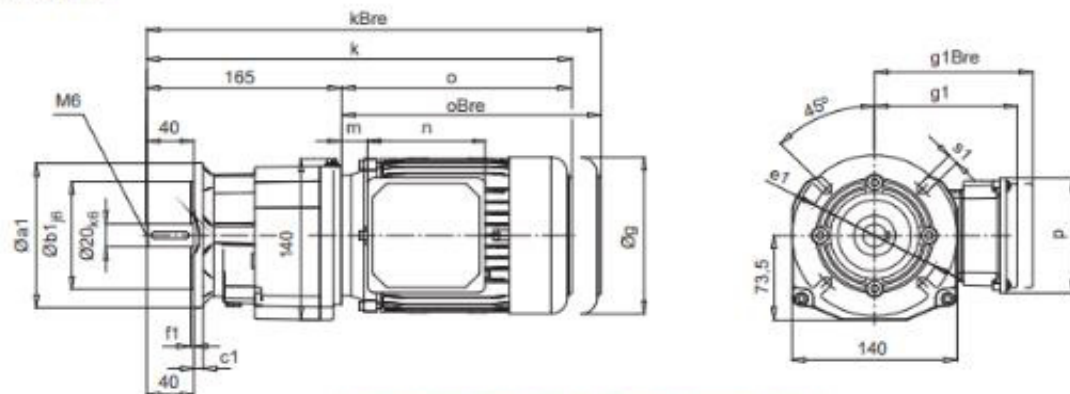
Nota: a linha assinalada é a relação de transmissão que mais se adequa ao de projeto.

P_1 [kW]	n_2 [min ⁻¹]	M_2 [Nm]	f_B	i_{ges}	F_R [kN]	F_A [kN]	$F_{R\ VL}$ [kN]	$F_{A\ VL}$ [kN]	Type	kg	mm
0,12	16	70	1,2	81,45	2,8	3,9	-	-	SK 172.1 - 63 S/4	7,7	B45
	19	60	1,2	70,00	2,8	3,9	-	-			
	21	54	1,2	62,36	2,8	3,9	-	-			
	25	46	1,8	54,03	2,8	3,9	-	-			
	29	40	2,1	46,43	2,8	3,9	-	-			
	32	36	2,4	41,36	2,8	3,9	-	-			
	34	33	2,6	38,75	2,8	3,9	-	-			
	39	30	2,9	34,52	2,8	3,9	-	-			

SK 172.1



SK 172.1F



a1	b1	c1	e1	f1	s1
120	80	8	100	3,0	6,6
140	95	8	115	3,0	9
160	110	10	130	3,5	9
200	130	12	165	3,5	11

± A61	63 S / L	71 S / L	80 SH	80 LP	90 SP/LP		
g	130	145	165	165	183		
g1 / g1Bre	115 / 123	124 / 133	142 / 142	142 / 142	147 / 147		
k / kBre	357 / 413	379 / 437	401 / 465	401 / 465	441 / 516		
o / oBre	192 / 248	214 / 272	236 / 300	236 / 300	276 / 351		
m / mBre	12 / 19	20 / 27	22 / 26	22 / 26	26 / 30		
n / nBre	100 / 134	100 / 134	114 / 153	114 / 153	114 / 153		
p / pBre	100 / 89	100 / 89	114 / 108	114 / 108	114 / 108		
i	10	2,5	-7,5	-7,5	-16,5		

Anexo E – Aço ST37

APLICAÇÕES

Peças diversas para maquinaria agrícola, suportes para andaimes, tubagens diversas, etc.

NORMAS

Werk N.	Euronorm EN	DIN	AISI	AFNOR	SS
1.0254	P235TR1	St 37.0	-	-	-

COMPOSIÇÃO QUÍMICA %

C	Si	Mn	S	P	Cr	Ni
≤ 0.16	≤ 0.35	≤ 1.20	≤ 0.025	≤ 0.030	-	-








CARACTERÍSTICAS MECÂNICAS

Limite de Elasticidade Rp Mpa min	Carga Rotura Rm Mpa min	Alongamento A % min.
235	350 - 480	25

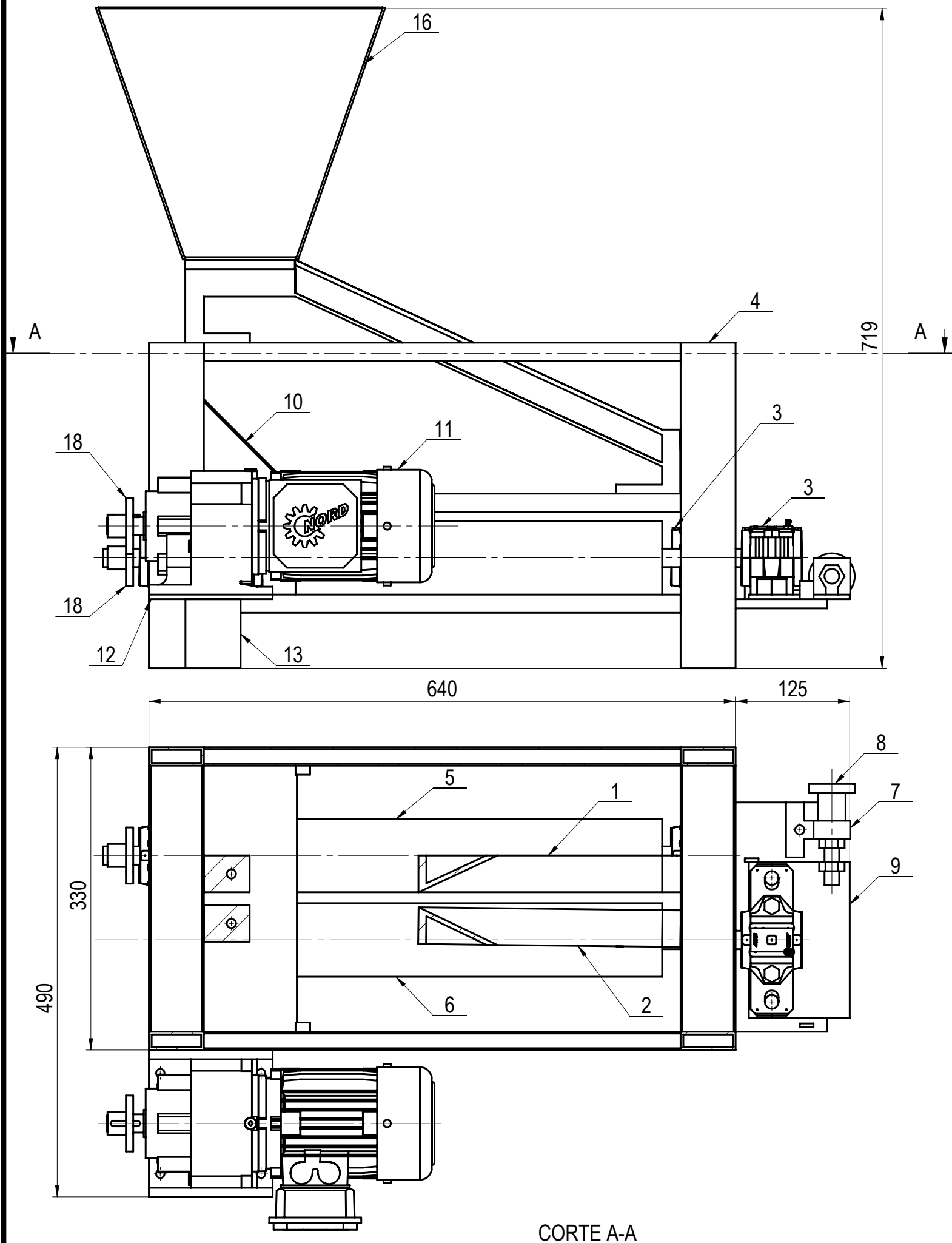
TOLERÂNCIAS

Dimensão	Tolerância Diâmetro Exterior	Tolerância Espessura
Até 127 mm	± 1 % (mínimo ± 0,5 mm.)	+ 12,5 % - 10 %
132 mm a 305 mm	± 1 % (mínimo ± 0,5 mm.)	+ 15 % - 12,5 %
323 mm a 660 mm	± 1 % (mínimo ± 0,5 mm.)	+ 20 % - 15 %

Anexo F – Tabela de tensões máximas em parafusos

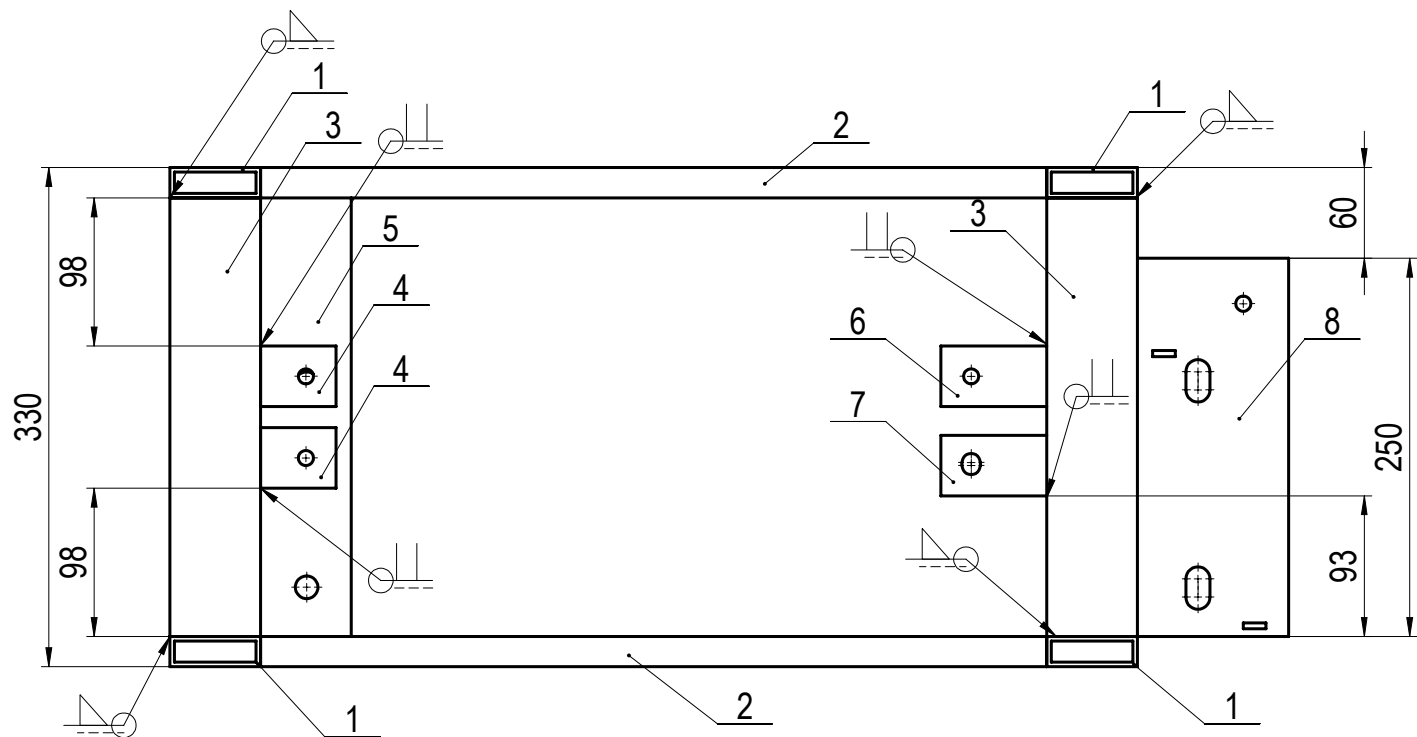
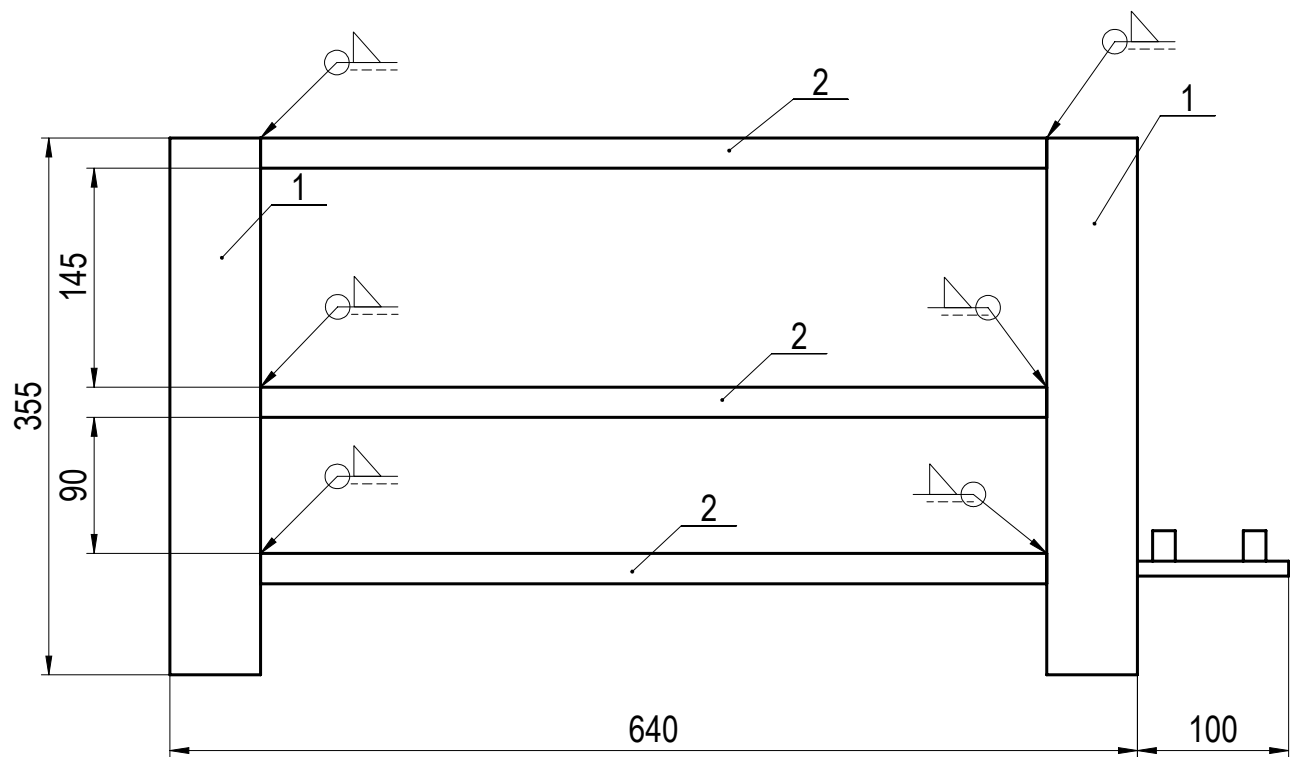
PROPERTY CLASS	SIZE RANGE, INCLUSIVE	MINIMUM PROOF STRENGTH, MPa	MINIMUM TENSILE STRENGTH, MPa	MINIMUM YIELD STRENGTH, MPa	MATERIAL	HEAD MARKING
4.6	M5–M36	225	400	240	Low or medium carbon	
4.8	M1.6–M16	310	420	340	Low or medium carbon	
5.8	M5–M24	380	520	420	Low or medium carbon	
8.8	M16–M36	600	830	660	Medium carbon, Q&T	
9.8	M1.6–M16	650	900	720	Medium carbon, Q&T	
10.9	M5–M36	830	1040	940	Low-carbon martensite, Q&T	
12.9	M1.6–M36	970	1220	1100	Alloy, Q&T	

Anexo G – Desenho de conjuntos



2	RODA DENTADA			18			
1	COLETOR	1.1		16			
1	TUBO DE RECOLHA	1.8.2		15			
1	SUPORE DO TUBO DE RECOLHA	1.8.1		14			
1	SUPORE APOIO MOTOR			13			
1	APOIO MOTOR			12			
1	MOTORREDUTOR			11			
1	PROTEÇÃO ENGRENAGENS	1.7		10			
1	CHAPA MECANISMO DE REGULAÇÃO	1.9		9			
1	PARAFUSO DE REGULAÇÃO			8			
1	GUIA PARAFUSO REGULAÇÃO	1.10		7			
1	ROLO MOTRIZ	1.4		6			
1	ROLO MOTOR	1.3		5			
1	ESTRUTURA	1.2		4			
4	CHUMACEIRA			3			
1	GUIA MÓVEL	1.6		2			
1	GUIA FIXA	1.5		1			
Nº	DESIGNAÇÃO	Nº NORMA Nº DESENHO	MATERIAL	Nº REF	PRODUTO SEMI ACABADO NºMOLDE NºMATRIZ	PESO	OBSERVAÇÕES

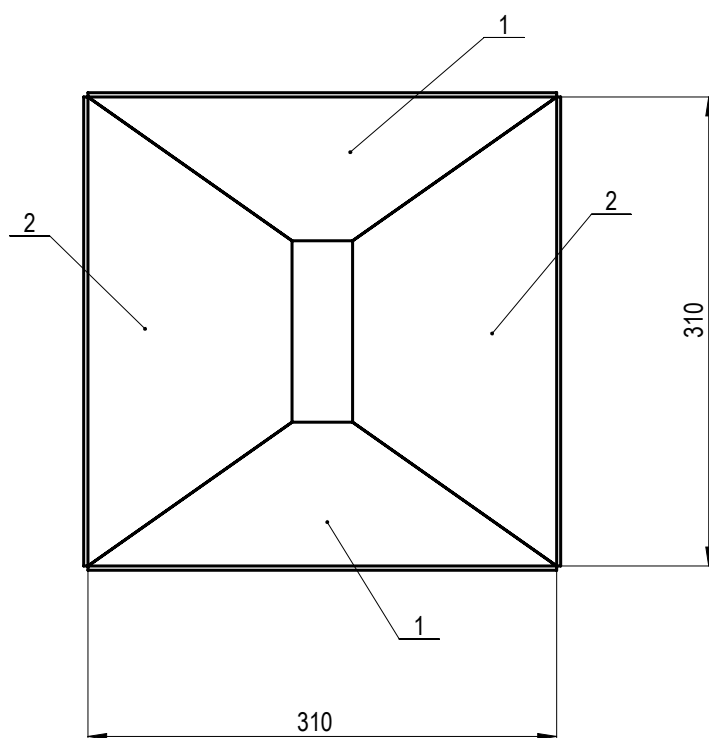
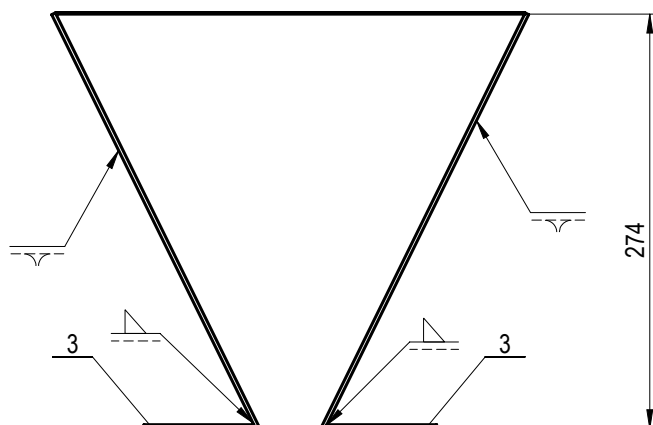
	Proj.	20/7/2019		EQUIPAMENTO PARA DESCASCAR AMÊNDOAS		FCT - UNL ANDRÉ CARVALHO							
	Des.	20/9/2019											
	Copiou												
	Visto												
	1:5	EQUIPAMENTO COMPLETO				1							



1	CHAPA DE SUPORTE DO MECANISMO DE REGULAÇÃO	1.2.5		8			
1	ENCAIXE INFERIOR GUIA MÓVEL	1.2.4		7			
1	ENCAIXE INFERIOR GUIA FIXA	1.2.3		6			
1	CHAPA DE SUPORTE DAS CHUMACEIRAS FIXAS	1.2.2		5			
2	ENCAIXE SUPERIOR DAS GUIAS	1.2.1		4			
5	PERFIL DE SUPORTE DAS GUIAS			3			
6	PERFIL LATERAL			2			
4	PERFIL VERTICAL			1			
Nº	DESIGNAÇÃO	Nº NORMA Nº DESENHO	MATERIAL	Nº REF	PRODUTO SEMI ACABADO NºMOLDE NºMATRIZ	PESO	OBSERVAÇÕES

<i>Desenho conjunto que indica a geometria da estrutura do mecanismo, que suporta os restantes componentes.</i>	<i>Proj.</i>	<i>20/7/2019</i>		<i>EQUIPAMENTO PARA DESCASCAR AMÊNDOAS</i>	<i>FCT - UNL ANDRÉ CARVALHO</i>			
	<i>Des.</i>	<i>20/9/2019</i>						
	<i>Copiou</i>							
	<i>Visto</i>							
		<i>1:5</i>	<i>ESTRUTURA</i>			<i>1.2</i>		

Proj.	20/7/2019		EQUIPAMENTO PARA DESCASCAR AMÊNDOAS	FCT-UNL ANDRÉ CARVALHO
Des.	20/9/2019			
Copiou				
Visto				



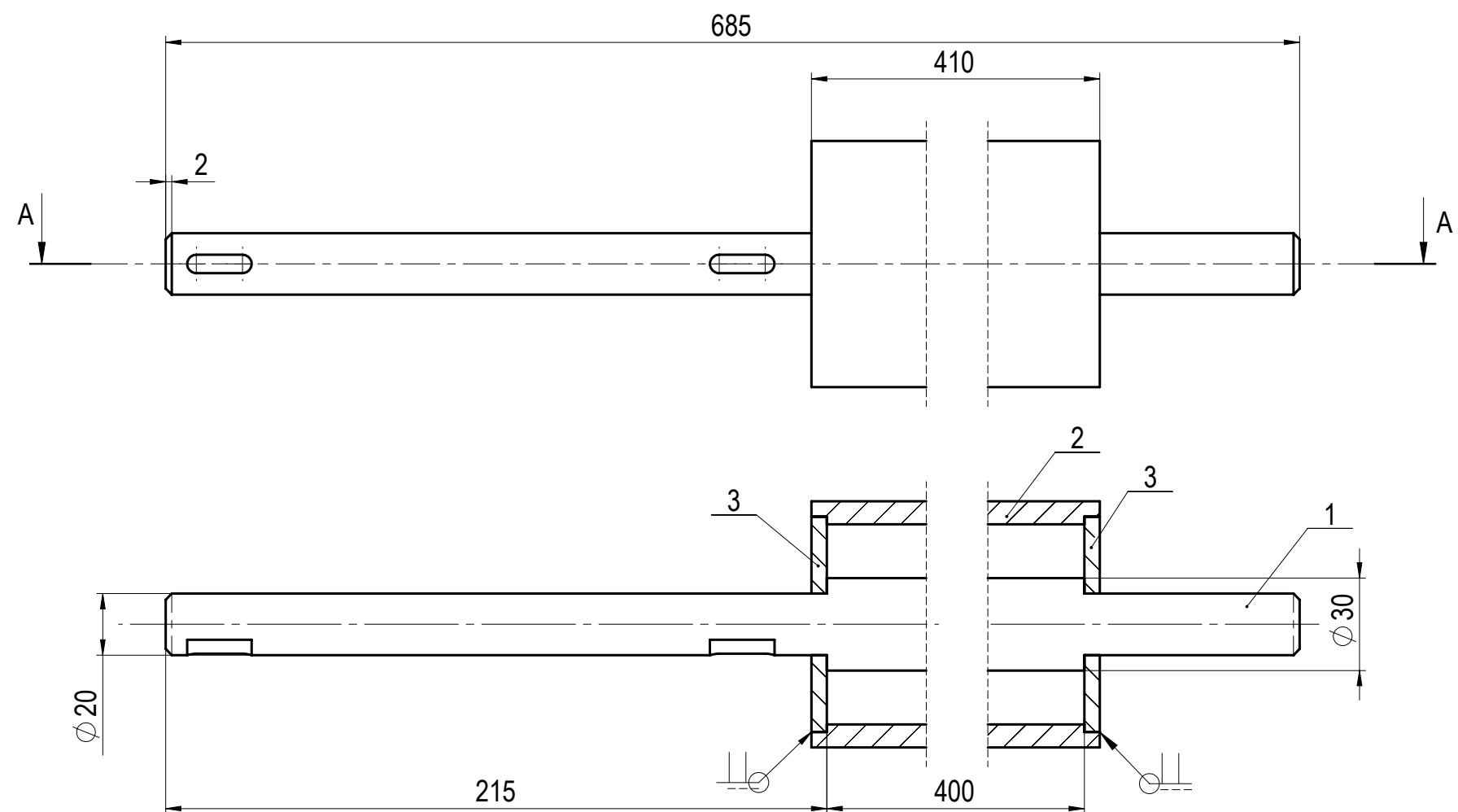
2	CHAPA 3 COLETOR	1.1.3	Aço ST37	3			
2	CHAPA 2 COLETOR	1.1.2	Aço ST37	2			
2	CHAPA 1 COLETOR	1.1.1	Aço ST37	1			
Nº	DESIGNAÇÃO	Nº NORMA Nº DESENHO	MATERIAL	Nº REF	PRODUTO SEMI ACABADO Nº MOLDE Nº MATRIZ	PESO	OBSERVAÇÕES

Desenho conjunto do coletor,
composto por várias chapas
soldadas.

1:5

COLETOR

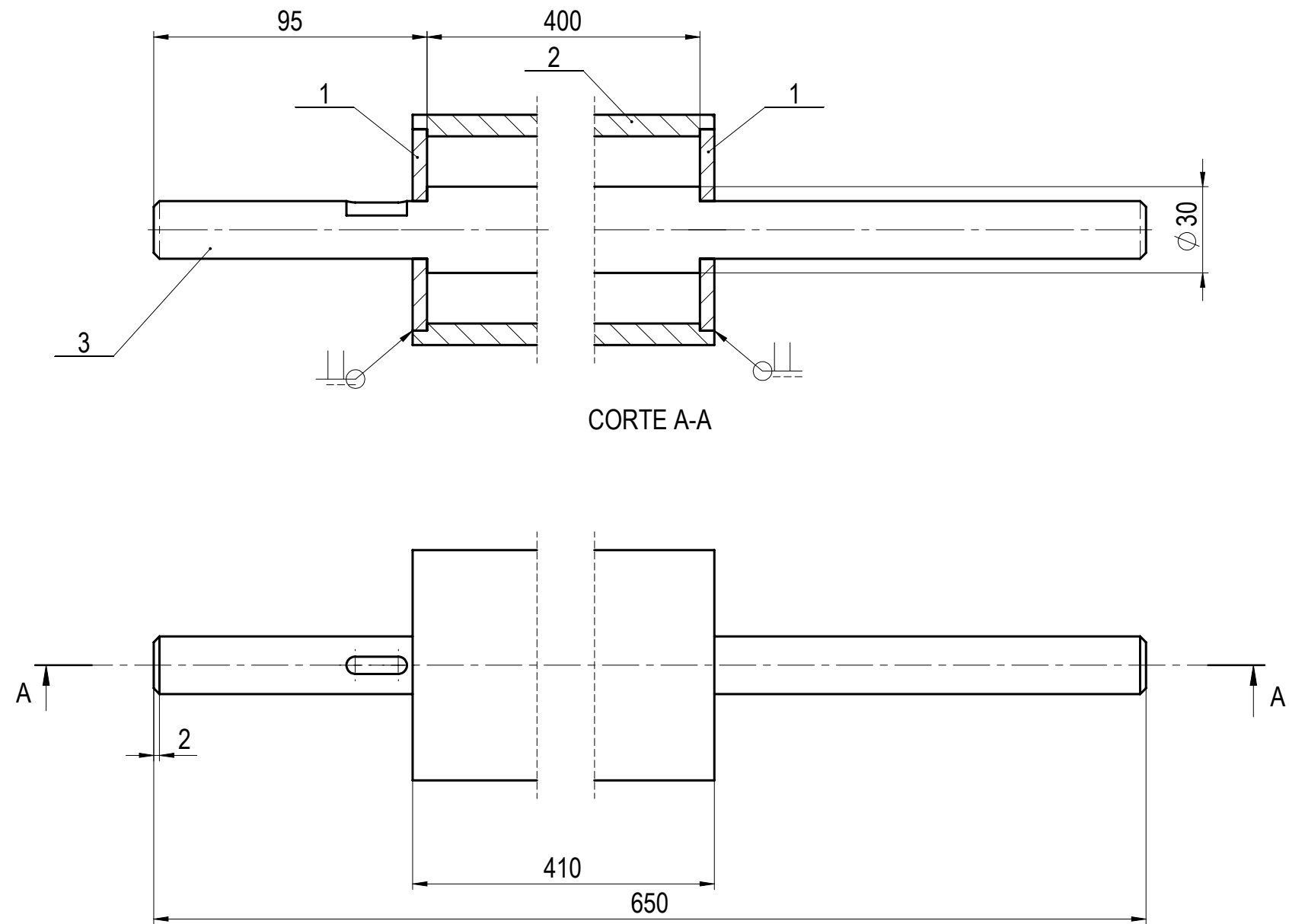
1.1



CORTE A-A

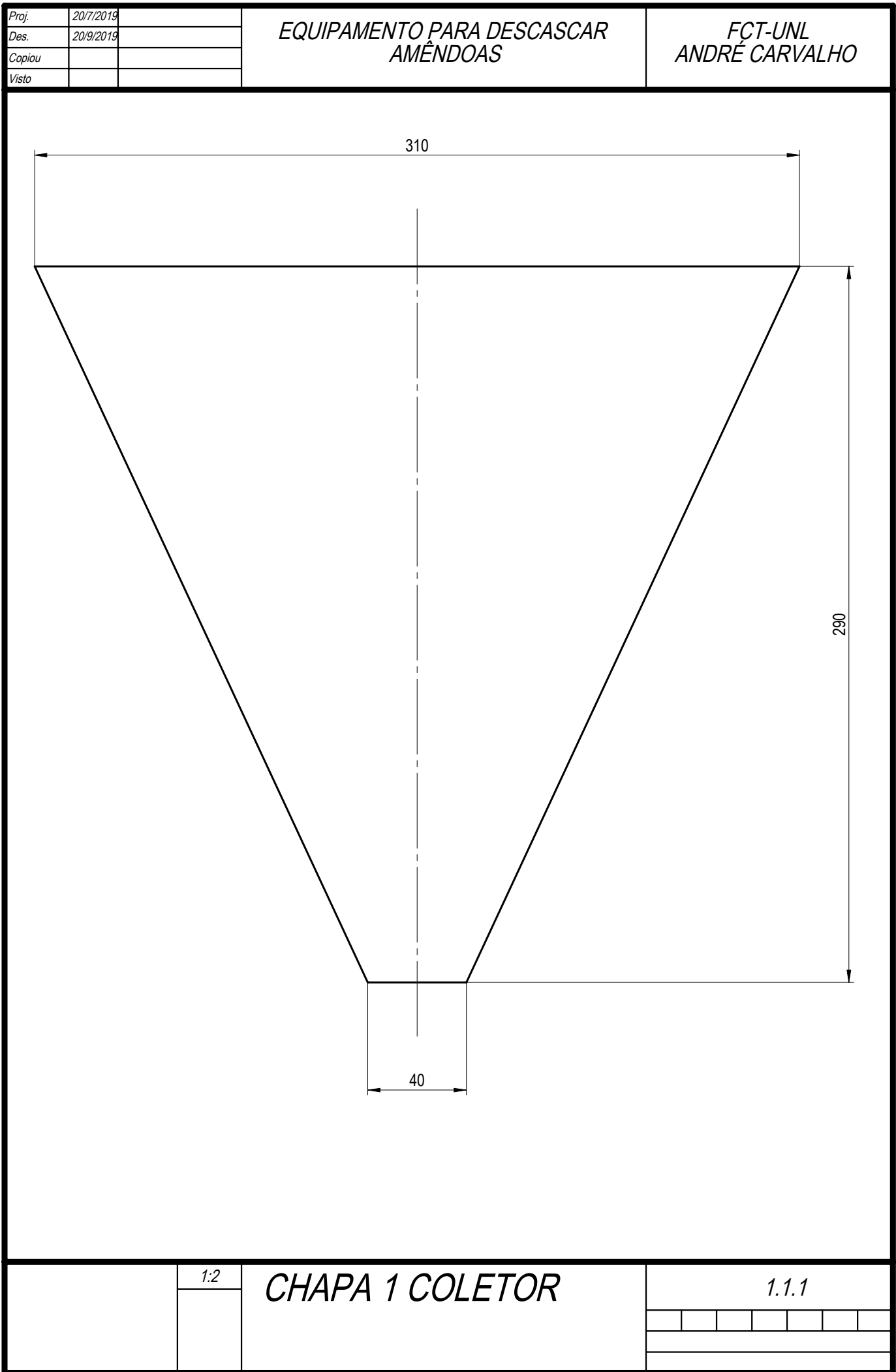
2	TAMPA	1.3.2		3			
1	TUBO			2			
1	VEIO MOTOR	1.3.1		1			
Nº	DESIGNAÇÃO	Nº NORMA Nº DESENHO	MATERIAL	Nº REF	PRODUTO SEMI ACABADO NºMOLDE NºMATRIZ	PESO	OBSERVAÇÕES

	Proj.	20/7/2019		EQUIPAMENTO PARA DESCASCAR AMÊNDOAS	FCT-UNL ANDRÉ CARVALHO			
	Des.	20/9/2019						
	Copiou							
	Visto							
	1:2	ROLO MOTOR			1.3			



1	VEIO MOTRIZ	1.4.1		3			
1	TUBO			2			
2	TAMPA	1.3.2		1			
Nº	DESIGNAÇÃO	Nº NORMA Nº DESENHO	MATERIAL	Nº REF	PRODUTO SEMI ACABADO NºMOLDE NºMATRIZ	PESO	OBSERVAÇÕES
			Proj.	20/7/2019		EQUIPAMENTO PARA DESCASCAR AMÊNDOAS	
			Des.	20/9/2019			
			Copiou				
			Visto				
		1:2	ROLO MOTRIZ				1.4

Anexo H – Desenho de peças



Proj.	20/7/2019		EQUIPAMENTO PARA DESCASCAR AMÊNDOAS	FCT-UNL ANDRÉ CARVALHO
Des.	20/9/2019			
Copiou				
Visto				

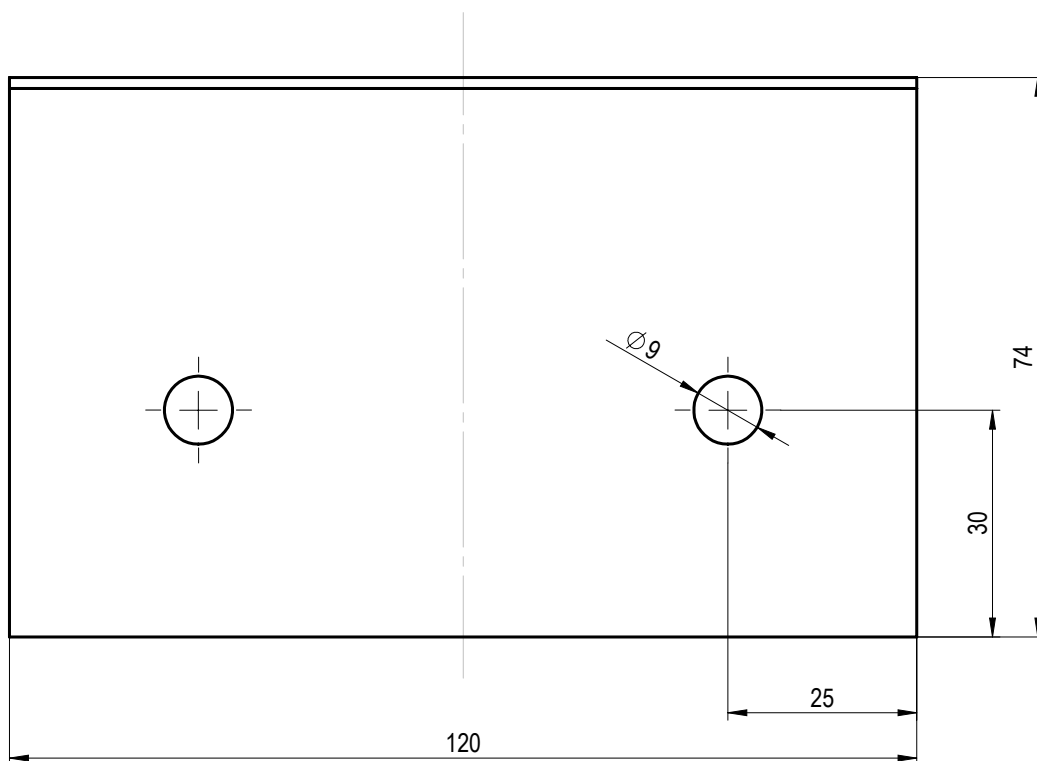
310

306

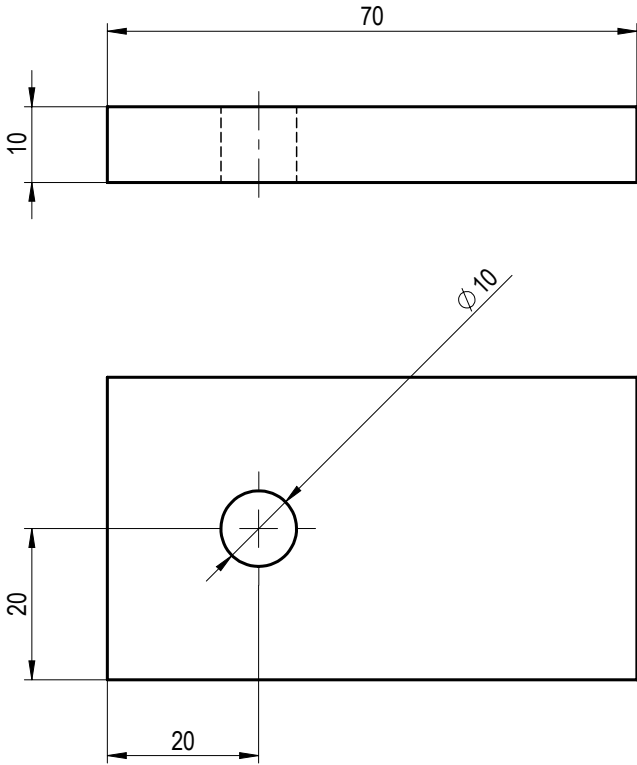
120

Geometria presente em duas das quatro chapas que compõem o coletor. Têm uma espessura de 2 mm.	1:2	CHAPA 2 COLETOR	1.1.2

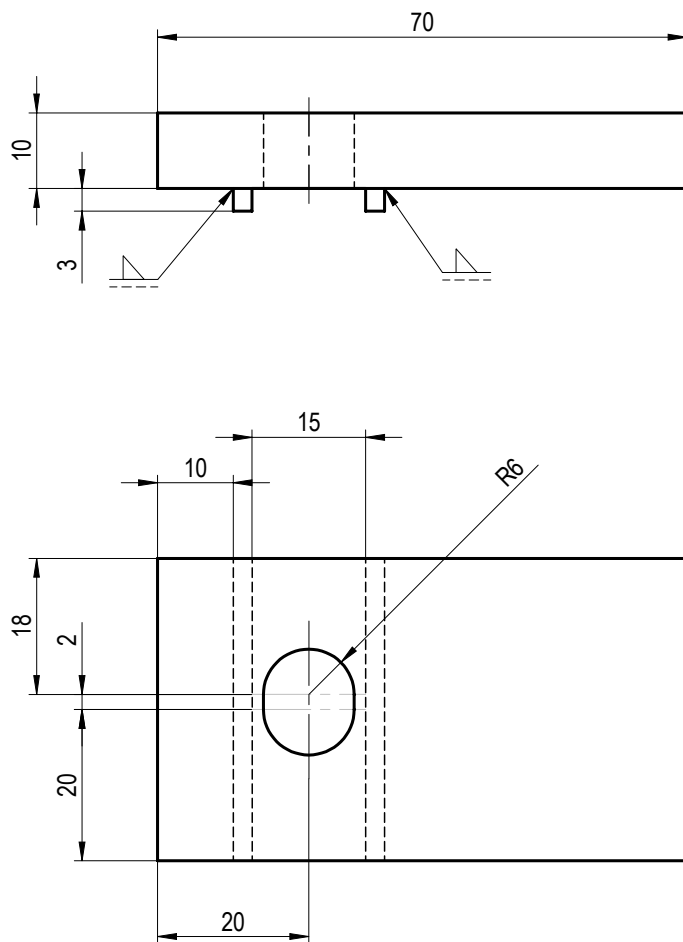
Proj.	20/7/2019		EQUIPAMENTO PARA DESCASCAR AMÊNDOAS	FCT-UNL ANDRÉ CARVALHO
Des.	20/9/2019			
Copiou				
Visto				



Geometria das chapas duas chapas soldadas ao coletor que permitem a sua fixação	1:2	CHAPA 3 COLETOR	1.1.3

Proj.	20/7/2019		EQUIPAMENTO PARA DESCASCAR AMÊNDOAS	FCT-UNL ANDRÉ CARVALHO
Des.	20/9/2019			
Copiou				
Visto				
<div></div>				
Pequena chapa soldada ao perfil de apoio inferior das guias.	1:1	ENCAIXE INFERIOR GUIA FIXA	1.2.3	

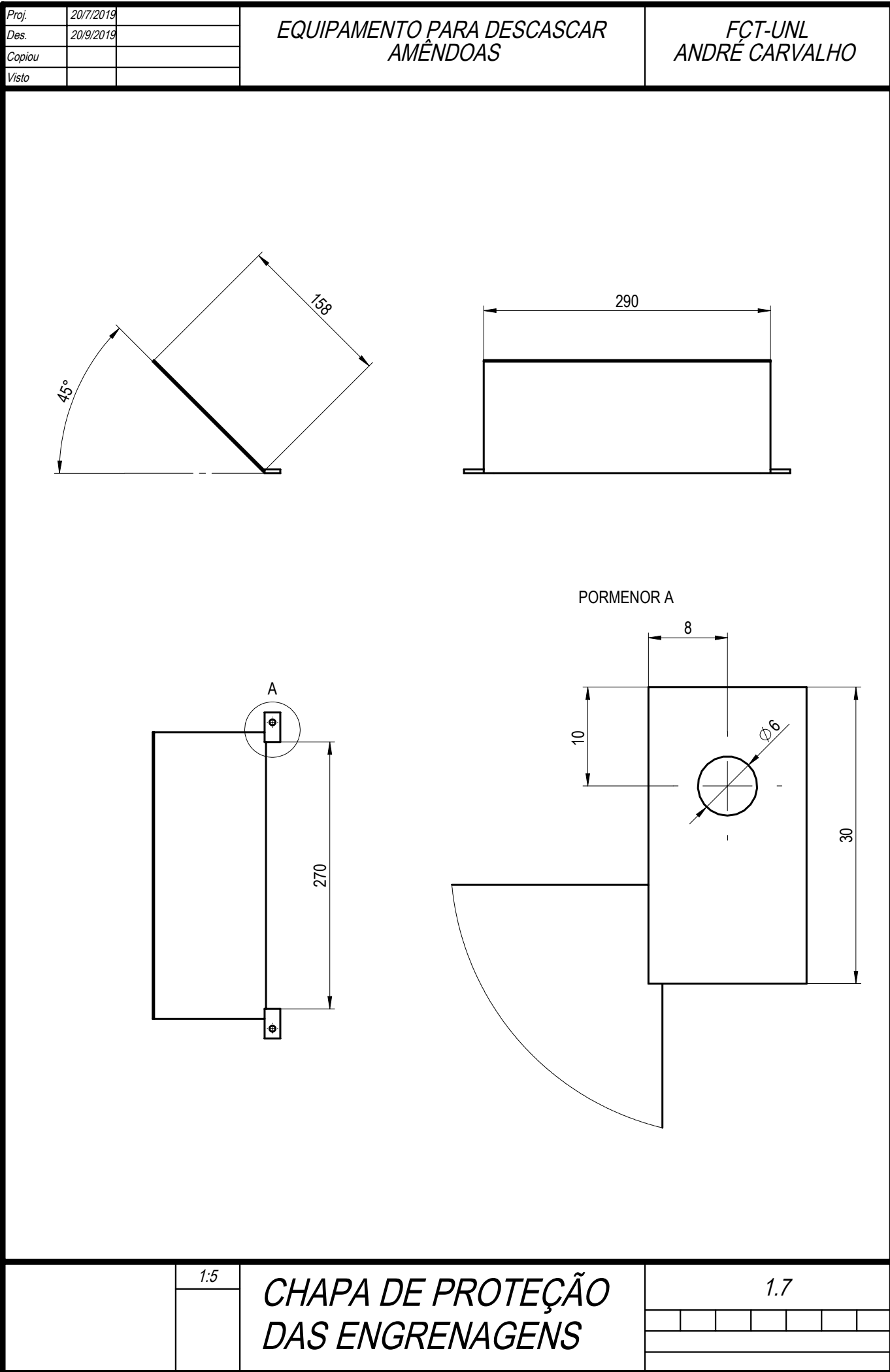
Proj.	20/7/2019		EQUIPAMENTO PARA DESCASCAR AMÊNDOAS	FCT-UNL ANDRÉ CARVALHO
Des.	20/9/2019			
Copiou				
Visto				



Pequena chapa soldada ao perfil de apoio inferior das guias.	1:1	ENCAIXE INFERIOR GUIA MÓVEL	1.2.4

Proj.	20/7/2019		F.C.T.-U.N.L.	André Carvalho
Des.	20/9/2019			
Copiou				
Visto				

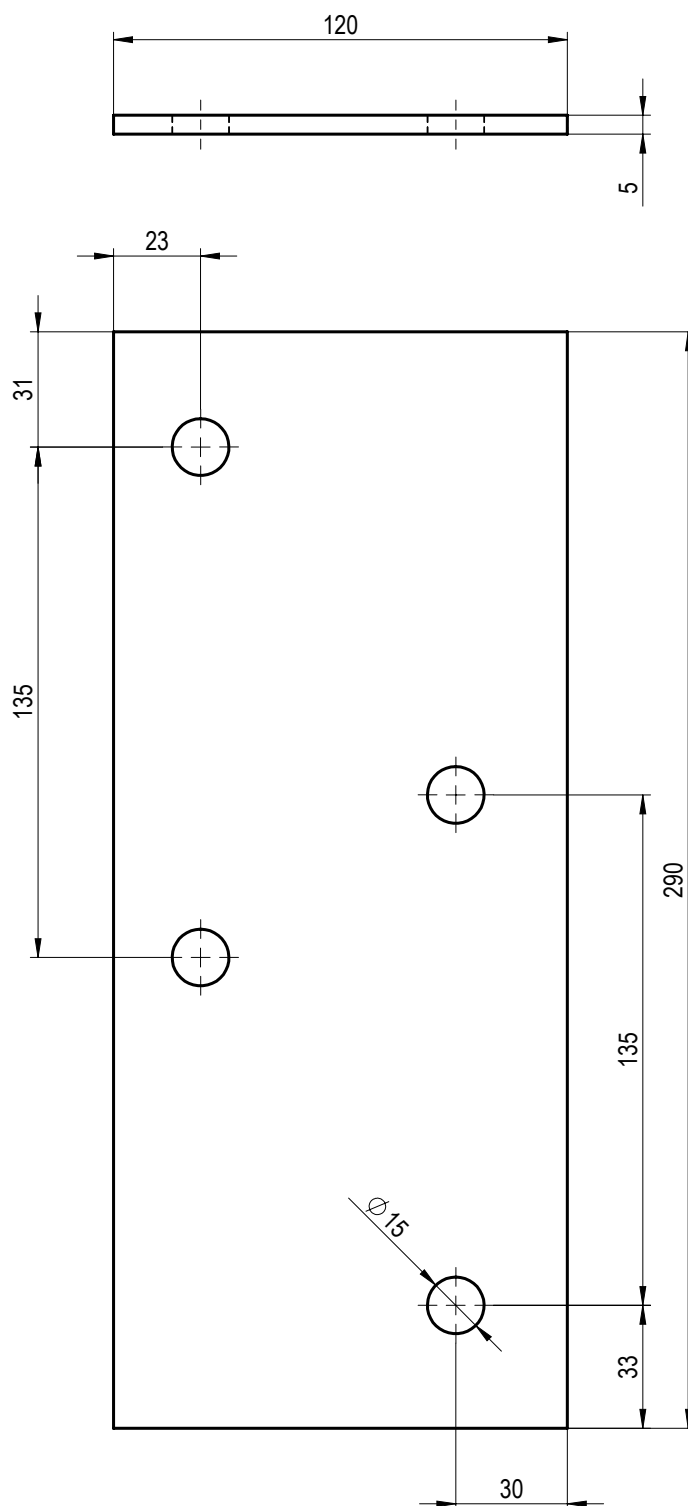
Apoio soldado ao perfil de apoio das guias	1:1	ENCAIXE SUPERIOR GUIAS	1.2.1



Proj.	20/7/2019	
Des.	20/9/2019	
Copiou		
Visto		

EQUIPAMENTO PARA DESCASCAR AMÊNDOAS

FCT-UNL
ANDRÉ CARVALHO



Chapa soldada à estrutura com
a função de suportar as
chumaceiras fixas.

1:2

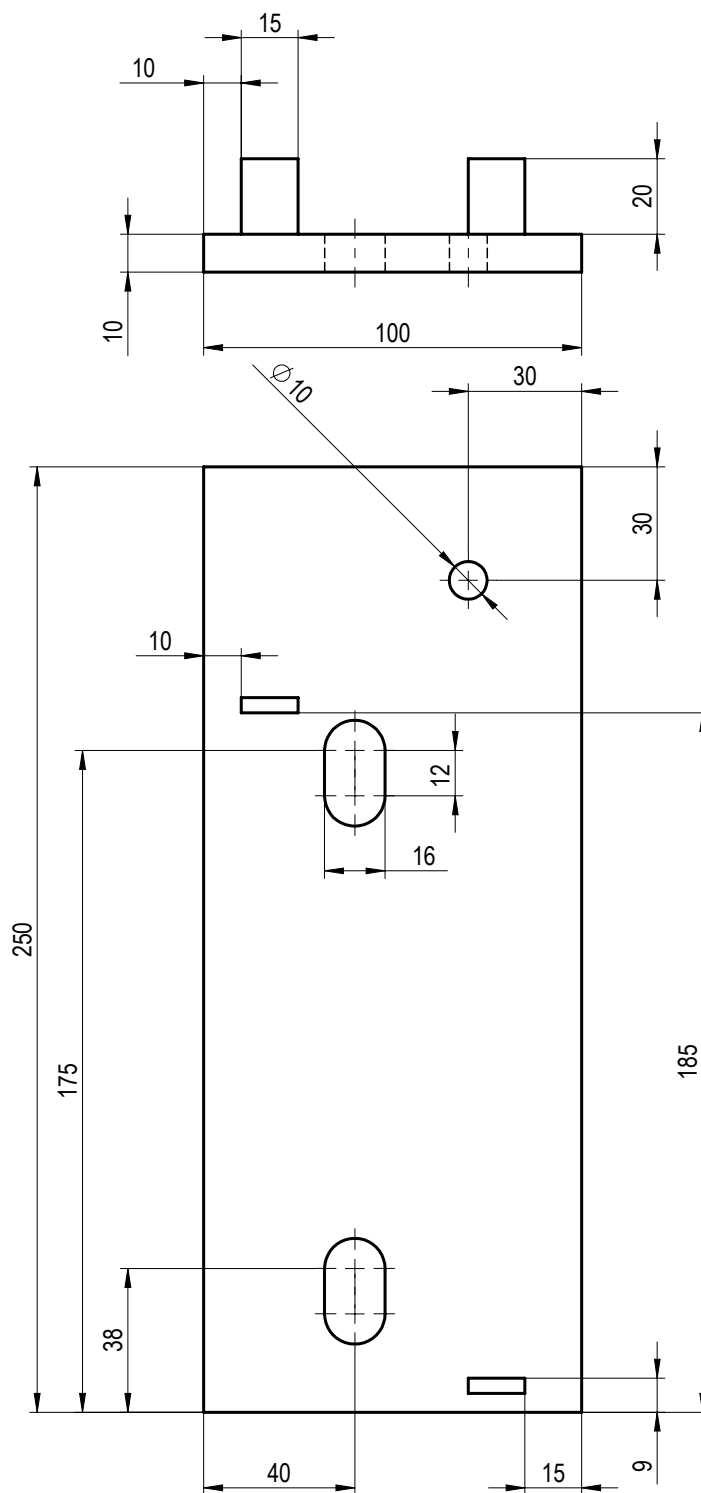
CHAPA DE SUPORTE DAS CHUMACEIRAS FIXAS

1.2.2

Proj.	20/7/2019	
Des.	20/9/2019	
Copiou		
Visto		

EQUIPAMENTO PARA DESCASCAR AMÊNDOAS

FCT-UNL
ANDRÉ CARVALHO

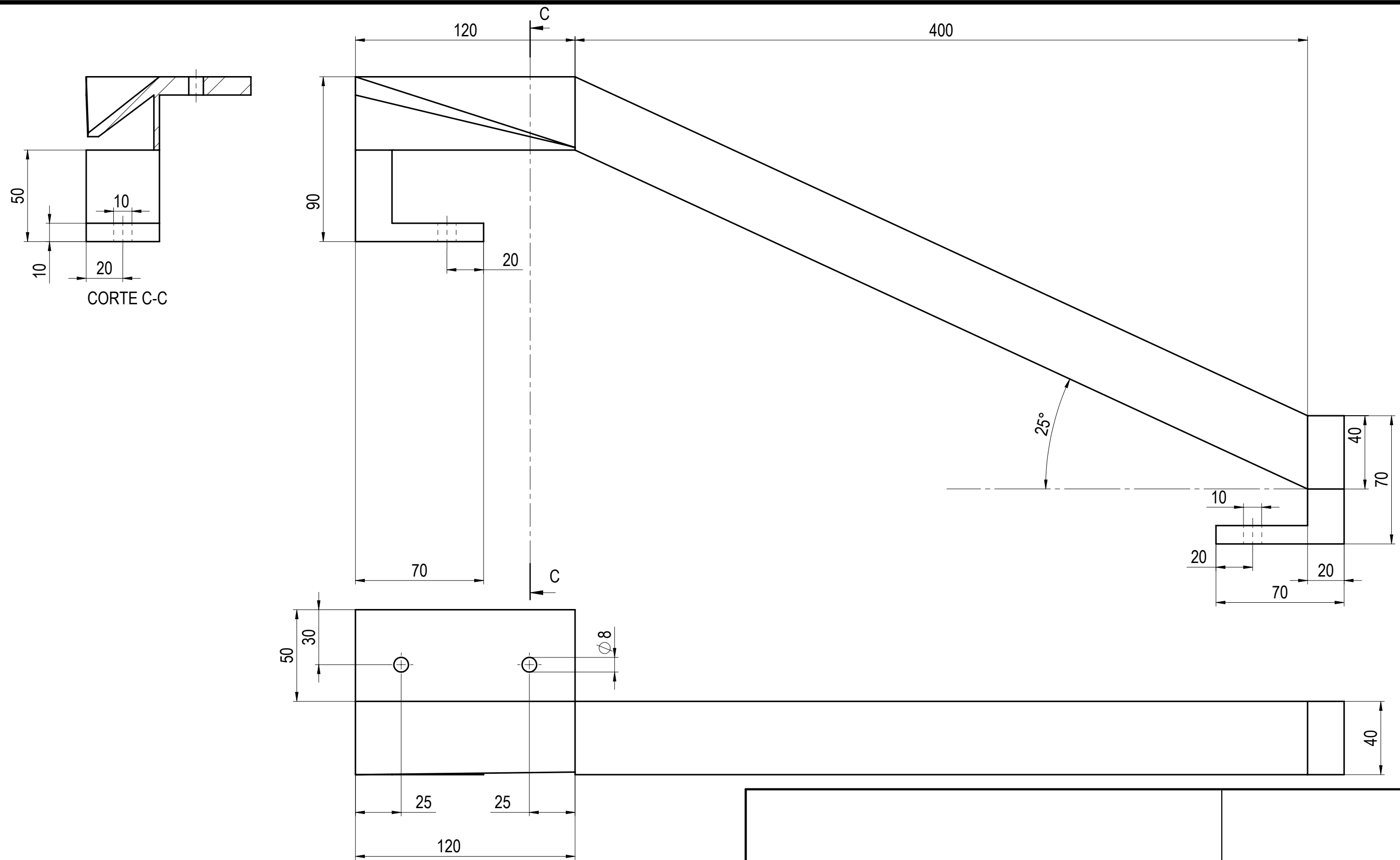


Trata-se de uma chapa com
dois batentes soldados a ela. A
altura dos batentes é
irrelevante

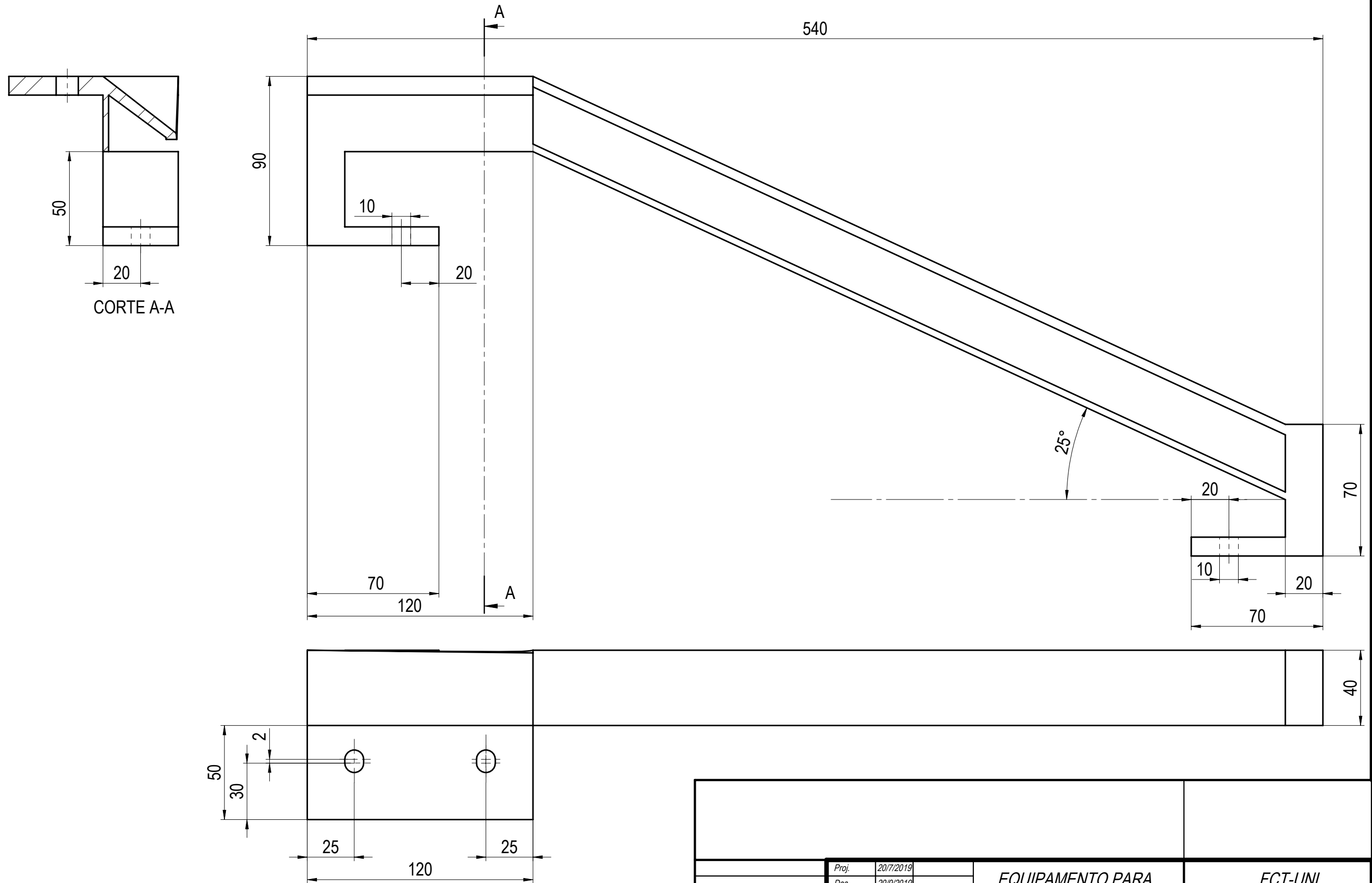
1:2

CHAPA DE SUPORTE DO MECANISMO DE REGULAÇÃO

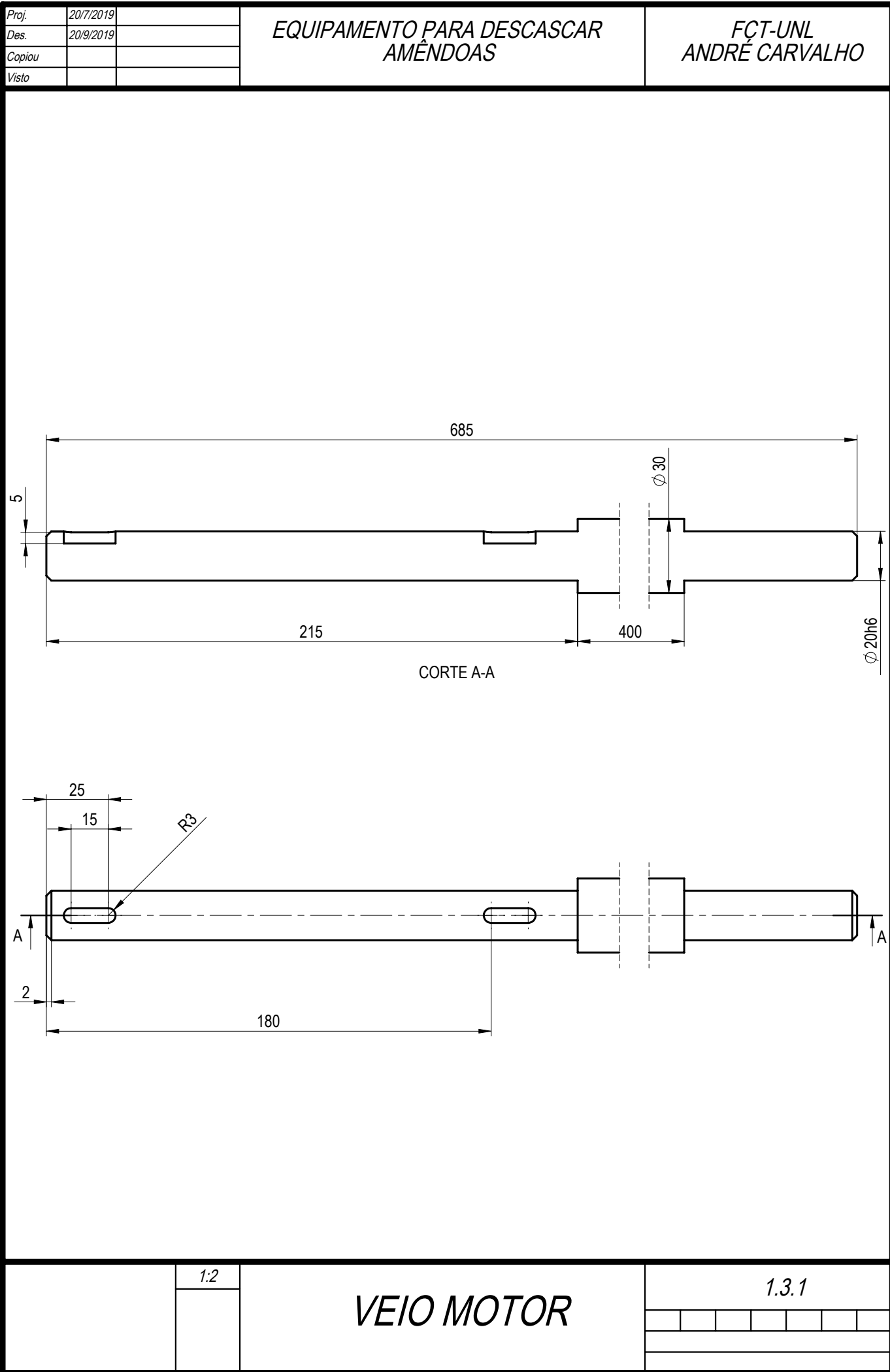
1.2.5



	Proj.	20/7/2019		EQUIPAMENTO PARA DESCASCAR AMÊNDOAS	FCT-UNL ANDRÉ CARVALHO			
	Des.	20/9/2019						
	Copiou							
	Visto							
	1:2	GUIA FIXA			1.5			



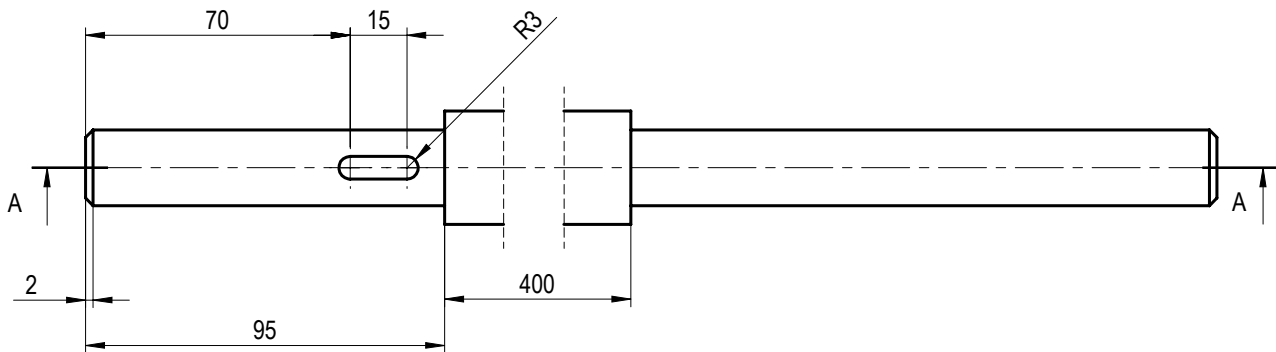
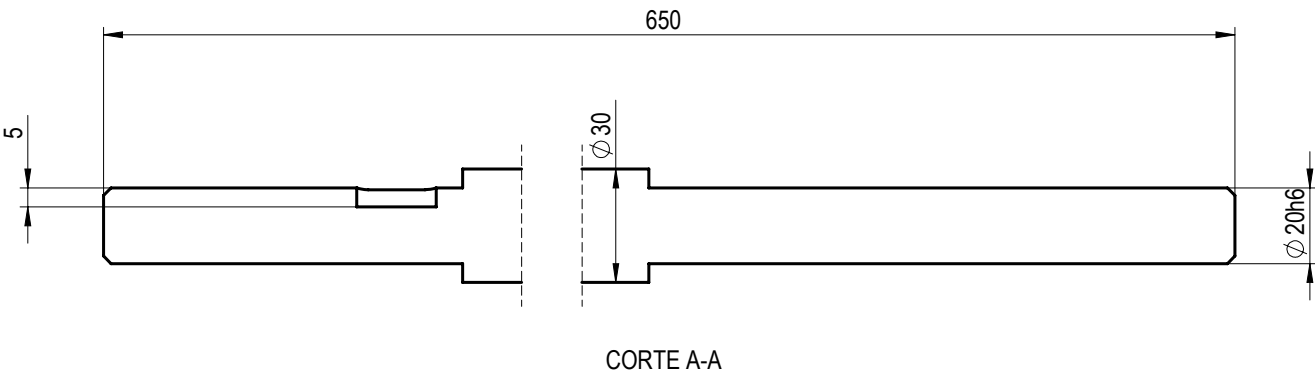
OS FUIROS RASGADOS NÃO TEM NECESSIDADE DE GRANDE RIGOR NO SEU PROCESSO DE MANUFATURA	Proj.	20/7/2019		EQUIPAMENTO PARA DESCASCAR AMÊNDOAS	FCT-UNL ANDRÉ CARVALHO				
	Des.	20/9/2019							
	Copiou								
	Visto								
	1:2				1.6				



Proj.	20/7/2019	
Des.	20/9/2019	
Copiou		
Visto		

EQUIPAMENTO PARA DESCASCAR AMÊNDOAS

FCT-UNL
ANDRÉ CARVALHO



1:1

VEIO MOTRIZ

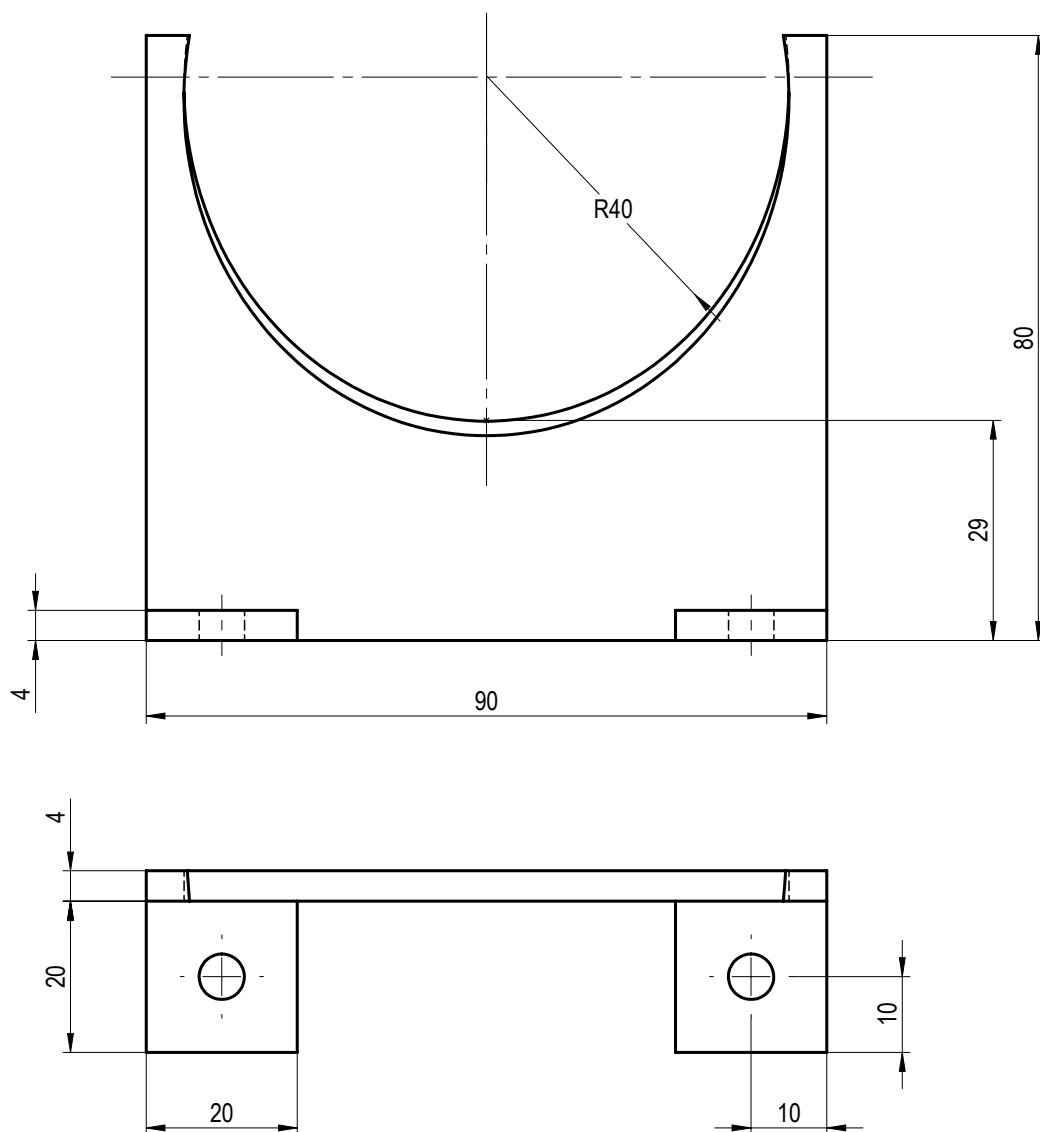
1.4.1

Proj.	20/7/2019		EQUIPAMENTO PARA DESCASCAR AMÊNDOAS	FCT-UNL ANDRÉ CARVALHO
Des.	20/9/2019			
Copiou				
Visto				

The drawing shows a technical representation of a lid. The top view is a circle with a dashed center and two concentric circles. The outer circle is labeled with a diameter of 80 (Ø 80) and the inner circle with a diameter of 20 (Ø 20). The side view is a rectangle with a height dimension of 5.

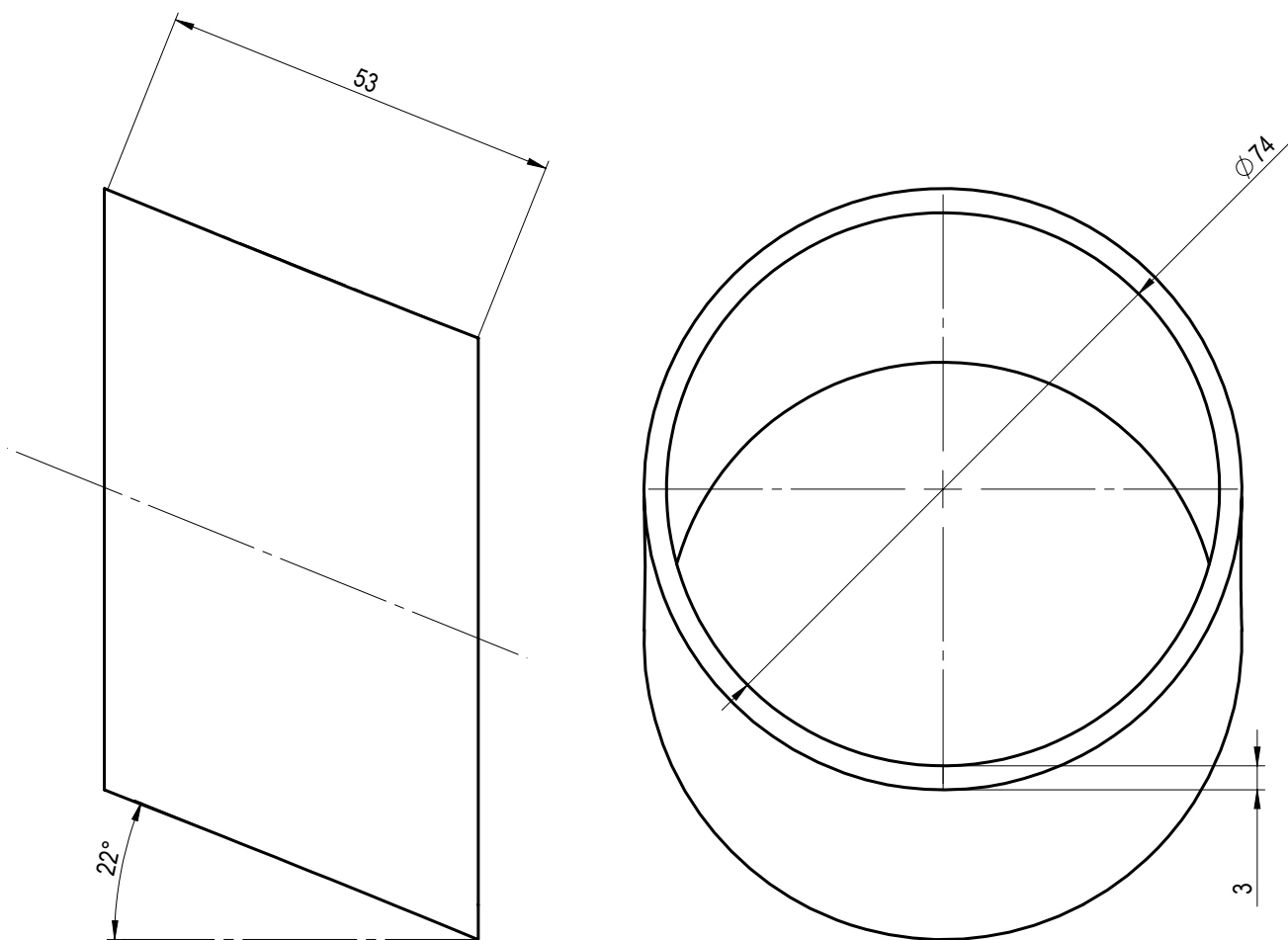
	1:1	TAMPA	1.3.2

Proj.	20/7/2019		EQUIPAMENTO PARA DESCASCAR AMÊNDOAS	FCT-UNL ANDRÉ CARVALHO
Des.	20/9/2019			
Copiou				
Visto				



1.1		SUPORTE DO TUBO DE RECOLHA	1.8.1						

Proj.	20/7/2019		EQUIPAMENTO PARA DESCASCAR AMÊNDOAS	FCT-UNL ANDRÉ CARVALHO
Des.	20/9/2019			
Copiou				
Visto				



	1.1	TUBO DE RECOLHA	1.8.2